Gheorghe LUNGU
Livia ȚURA
Radu STREIT
Mircea MIHAILIDE
Dan VEISA
Adrian SACHELARIE

Calitate Control Toleranțe

Editura TEHNICA
CHIȘINĂU 1994

Scanned with OKEN Scanner

Ş.l. ing. Dan [illegible]
ra MAŞINI UNELTE şi SCULE
itatea Tehnică "Gh.ASACHI" Iaşi

Format: 122 × 170
Tiraj: 3000 exemplare
Coli de tipar:
Editura TEHNICA
Chişinău, Str. Studenţimii, 9
Comanda nr.

Calitate, control, toleranţe
Gh.Lungu, L.Ţura, R.Streit, M.Mihailide, D.Veisa, A.Sachelarie.

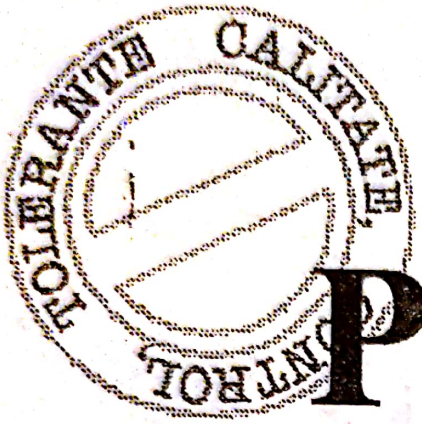
Ed. TEHNICA, 1994, 476 p.

ISBN 9975-910-03-3

Lucrarea este elaborată pe baza experienţei în domeniul calităţii produselor, a controlului tehnic şi a toleranţelor din cadrul catedrei de Maşini-unelte şi scule; este destinată studenţilor de la toate facultăţile cu profil tehnic precum şi specialiştilor care îşi desfăşoară activitatea în sfera producţiei de bunuri materiale

Tehnoredactare computerizată: ing Daniel DIMITRIU

Scanned with OKEN Scanner



PREFAŢĂ

Este bine cunoscut faptul că aproape toate elementele mediului ambiental, create de mâna omului, au ajuns la forma şi dimensiunile finale, printr-un proces tehnologic de prelucrare realizat pe o serie de utilaje specifice.

O maşină, un aparat, un dispozitiv, un instrument este format din una sau mai multe piese. Începând cu cel mai simplu element constitutiv şi terminând cu ansamblul produsului finit se pun probleme legate de dimensiunile, suprafeţele, calitatea acestora şi forma finală, deosebit de importantă atât pentru producător cât şi pentru utilizator.

Philip Kotler, discipolul lui Theodore Levitt, referindu-se la o reţetă a succesului pentru producătorii de bunuri materiale de orice natură, arăta că este necesar să se ajungă la o combinare creativă a principalelor variabile pentru "design mix" printre care putem aminti: performanţa, calitatea, durabilitatea, estetica şi preţul.

Lucrarea de faţa pune la îndemâna specialiştilor şi a publicului larg principiile de bază dintr-un domeniu care permite, elaborarea unor aprecieri avizate în legătură cu performanţele produselor.

Astăzi este limpede pentru toată lumea că obtinerea performantei în producerea bunurilor materiale este posibilă numai prin realizarea produselor la parametrii prescrişi de proiectant, producător şi solicitaţi de utilizator.

Pe tot acest traseu există etape în care intervine specialistul în masurări tehnice şi care cu aparatură modernă pune în evidenţă precizia la nivel de microni sau chiar la valori submicrometrice.

Respectarea prescripţiilor dimensionale de calitatea suprafetei şi de formă permite obţinerea unor produse care vor funcţiona silenţios, fără vibraţii, vor avea durată mare de viaţă şi vor avea un aspect plăcut.

Lucrarea de faţă se pune la dispoziţia celor care doresc să pătrundă într-un domeniu cu mare rol în creşterea nivelului tehnic al produselor şi prin urmare la creşterea competitivităţii acestora.

Autorii

Scanned with OKEN Scanner

CUPRINS

Cap. I. CONTROLUL CALITĂŢII 9

1. Conceptul de calitate 9
1.1. Definiţia calităţii 9
1.2. Caracteristici de calitate 10
1.3. Caracterul dinamic al calităţii 11
1.4. Noţiunea de noncalitate 13
2. Măsura nivelului de calitate 14
2.1. Metode pentru măsurarea nivelului de calitate 14
2.2. Sistemul de indicatori ai calităţii 15
3. Fiabilitate. Mentenabilitate. Disponibilitate 19
3.1. Conceptul de fiabilitate 19
3.2. Mentenabilitate. Disponibilitate 20
3.3. Defectări (căderi) 21
3.4. Parametri de fiabilitate ai produselor 22
4. Asigurarea şi controlul calităţii 25
4.1. Rolul controlului calităţii. Clasificare 25
4.2. Conţinutul activităţii de control a calităţii 27
4.3. Controlul statistic al calităţii 29

Scanned with OKEN Scanner

Cap. II. PRECIZIA PRELUCRĂRII MECANICE 45

1. Precizia dimensiunilor şi abateri de la dimensiune . . . 46
1.1. Arbori. Alezaje. Ajustaje. 48
1.2. Interschimbabilitatea 52
1.3.Sistem de toleranţe şi asustaje. Caracteristici generale 53
2. Precizia formei geometrice 58
2.1. Abateri macrogeometrice 58
2.2. Ondulaţia suprafeţelor 67
2.3. Abateri microgeometrice (Rugozitatea suprafeţelor) 68
3. Precizia poziţiei reciproce 81
3.1. Abateri de orientare 83
3.2. Abateri de poziţie 88
3.3. Abateri de bătaie 91

Cap. III. LANŢURI DE DIMENSIUNI 95

1.Noţiuni generale şi clasificare 95
2. Metode pentru rezolvarea lanţurilor de dimensiuni . . 102
2.1. Rezolvarea problemei directe al lanţurilor de dimensiuni . . . 102
2.2. Rezolvarea problemei inverse a lanţurilor de dimensiuni . . . 112

Cap. IV. MĂSURARE. MIJLOACE DE MĂSURARE 125

1. Probleme generale privind măsurătorile liniare 125
1.1. Terneni metrologici de bază 125
1.2. Clasificarea metodelor şi mijloacelor de măsurare 127
1.3. Caracteristici metrologice de bază ale mijloacelor de măsurare 133
1.4. Erori de măsurare 135
1.5. Elemente de teoria erorilor, calculul probabilităţilor şi statistica matematiçă 139
2. Mijloace de măsurare universale 180
2.1. Mijloace universale de măsurat lungimi 181
2.2. Mijloace universale pentru măsurarea unghiurilor 222

Scanned with OKEN Scanner

Cap. V. TOLERANŢE SI CONTROLUL DIMENSIONAL AL SUPRAFETELOR CILINDRICE NETEDE SI AL SUPRAFETELOR PLANE 233

1. Sistemul ISO de tolerante si ajustaje pentru dimensiuni liniare 233
1.1. Termeni specifici 234
1.2. Caracteristicile sitemului ISO 236
1.3. Folosirea toleranţelor si ajustajelor ISO 244
1.4. Alegerea ajustajelor în sistemul ISO 261
2. Controlul dimensional al suprafeţelor de formă simplă 267
2.1. Controlul dimensiunilor 267
2.2. Măsurarea abaterilor de formă macrogeometrice . . . . . .
2.3. Măsurarea ondulaţiilor 293
2.4. Măsurarea rugozităţii 293
2.5. Măsurarea abaterilor de la poziţia reciprocă 300

Cap. VI. TOLERANTELE SI CONTROLUL UNGHIURILOR, SUPRAFETELOR CONICE NETEDE SI ASAMBLARILOR CONICE 301

1. Toleranţe pentru unghiuri 301
2. Toleranţe pentru conuri 302
2.1. Metoda conicităţii nominale 304
2.2. Metoda conicităţii tolerate 307
3. Controlul unghiurilor 310
3.1. Controlul unghiurilor cu măsuri de unghi 310
3.2. Controlul unghiurilor prin metode trigonometrice 310
3.3. Măsurarea unghiurilor prin metode goniometrice 311
4. Controlul conurilor 312
4.1. Măsurarea conurilor 312
4.2. Controlul pieselor conice cu calibre 314

Scanned with OKEN Scanner

Cap. VII. PRECIZIA ŞI CONTROLUL PIESELOR FILETATE 317

1. Toleranţele şi ajustajele filetelor metrice ISO de uz general 317
1.1. Toleranţele filetelor metrice de uz general 319
1.2. Ajustajele filetelor metrice ISO 323
1.3. Toleranţele filetelor metrice ISO miniaturale de uz general 325
2. Toleranţele şi ajustajele filetelor metrice ISO pentru produse din mase plastice 326
3. Toleranţele filetelor în ţoli 328
3.1. Toleranţele filetelor normale în ţoli (Whitworth) 328
3.2. Toleranţele filetelor pentru ţevi 329
4. Toleranţele şi ajustajele filetelor trapezoidale ISO . . . 343
5. Toleranţele şi ajustajele filetelor fierăstrău 337
6. Toleranţele şi ajustajele filetelor pătrate 340
7. Toleranţele şi ajustajele filetelor rotunde 341
8. Toleranţele şi ajustajele filetelor conice 343
8.1. Filet metric conic 344
8.2. Filet conic în ţoli (Briggs) 346
9. Controlul pieselor filetate 348
9.1. Măsurarea elementelor filetelor exterioare 348
9.2. Măsurarea elementelor filetelor interioare 352
9.3. Controlul filetelor cu calibre 352

Cap. VIII. PRECIZIA ŞI CONTROLUL ROŢILOR ŞI ANGRENAJELOR CU ROŢI DINŢATE 361

1. Toleranţele roţilor dinţate şi angrenajelor cilindrice . . 363
1.1. Indici de precizie pentru roţi dinţate şi angrenajele cilindrice 363
1.2. Toleranţele angrenajelor cilindrice 381
2. Toleranţele roţilor dinţate conice şi ale angrenajelor cu roţi conice 385

Scanned with OKEN Scanner

2.1. Indici de precizie pentru roţile dinţate conice şi angrenajele conice 388
2.2. Toleranţele angrenajelor conice 392
3. Toleranţele angrenajelor melcate 396
3.1. Indici de precizie pentru angrenajele melcate cilindrice 400
3.2. Toleranţele angrenajelor melcate 408
4. Toleranţele angrenajelor cu cremalieră 410
4.1. Indici de precizie pentru angrenajele cu cremalieră 411
4.2. Toleranţele angrenajelor cu cremalieră 419
5. Controlul roţilor şi angrenajelor cu roţi dinţate 422
5.1. Controlul roţilor şi angrenajelor cu roţi cilindrice 422
5.2. Controlul roţilor şi angrenajelor cu roţi dinţate conice 433
5.3. Controlul angrenajelor melcate 435

Cap. IX. PRECIZIA ŞI CONTROLUL ASAMBLĂRILOR CU PANĂ ŞI CANELURI 439

1. Toleranţele şi ajustajele asamblărilor cu pană 439
2. Toleranţele şi ajustajele asamblărilor cu caneluri . . . 442
2.1. Caneluri dreptunghiulare 442
2.2. Caneluri în evolventă 445
2.3. Caneluri triunghiulare 450
3. Controlul asamblărilor cu pană şi caneluri 452
3.1. Controlul asamblărilor cu pană 452
3.2. Controlul asamblărilor canelate 453

Cap. X. TOLERANŢELE RULMENŢILOR ŞI AJUSTAJELE ASAMBLĂRILOR CU RULMENŢI 457
1. Jocuri în rulmenţi 459
2. Precizia rulmenţilor 461
2.1. Abaterile dimensiunilor de legătură exterioară 462
2.2. Abateri referitoare la precizia de rotaţie 463
3. Ajustaje de montare ale rulmenţilor 466
4. Controlul rulmenţilor 469
BIBLIOGRAFIE 470

Scanned with OKEN Scanner

Capitolul I

CONTROLUL CALITĂŢII

1. Conceptul de calitate

1.1. Definiţia calităţii

În definirea noţiunii de calitate, se pleacă de la noţiunea de valoare de întrebuinţare, care reprezintă totalitatea însuşirilor care fac ca un produs să fie util omului. Deci, valoarea de întrebuinţare diferenţiază produsele între ele după utilitatea pe care o satisfac.

În practică, între produsele cu valori de întrebuinţare identice pot să apară deosebiri ca urmare a nivelului diferit de satisfacere a aceleeaşi necesităţi pentru care au fost create. Apare astfel, noţiunea de calitate a produsului, care este strâns legată de valoarea de întrebuinţare dar are anumite trăsături distincte.

Calitatea reprezintă expresia gradului de utilitate socială a produsului, măsura în care, prin ansamblul caracteristicilor sale tehnico-funcţionale, psiho-senzoriale şi economice, acesta satisface nevoia pentru care a fost creat şi respectă restricţiile impuse de interesele generale ale societăţii privind eficienţa social-economică, protecţia mediului natural şi social.

Prin calitate se înţelege inclusiv nivelul tehnic al produselor, deoarece un produs cu performanţe tehnice scăzute, care nu se situează la nivelul noilor cuceriri pe plan mondial, nu poate fi considerat un produs de calitate competitiv.

Scanned with OKEN Scanner

1.2. Caracteristici de calitate

Calitatea are un caracter complex, care este determinat de faptul că produsul trebuie să îndeplinească un număr mare de proprietăţi sau însuşiri pentru a i se atribui calificativul de "calitate".

În raport cu natura şi efectul pe care îl au în procesul de utilizare, aceste însuşiri numite **caracteristici de calitate** se împart în: tehnice, psiho-senzoriale, de disponibilitate, economice, cu caracter social general.

Caracteristicile tehnice vizează însuşirile intriseci ale produsului, menite să satisfacă într-un anumit grad o utilitate. Se concretizează într-o serie de proprietăţi fizice; chimice, biologice, etc. proprii structurii materiale a produsului şi determinate de concepţia constructiv-funcţională a acestuia. În general, caracteristicile tehnice se pot măsura obiectiv, direct sau indirect, cu o precizie suficientă, prin mijloace tehnice.

Caracteristicile psiho-senzoriale se referă la efectele de ordin estetic, ergonomic; pe care le au produsele asupra utilizatorilor, prin formă, culoare, gust, miros, grad de confort, etc. Aceste caracteristici sunt variabile în spaţiu şi timp, iar aprecierea lor este influenţată de factori de natură subiectivă.

Caracteristicile de disponibilitate reflectă aptitudinea produselor de a-şi realiza funcţiile utile de-a lungul duratei lor de viaţă şi sunt definite prin două noţiuni fundamentale: fiabilitate şi mentenanţă, care vor fi definite într-un paragraf următor.

Caracteristicile economice vizează aspecte de ordin economic ale producerii şi utilizării produselor. Ele se exprimă într-o serie de indicatori, cum sunt: costul de producţie, preţul, cheltuielile de mentenanţă, randamentul, gradul de valorificare a materiilor prime, etc.

Caracteristicile de ordin social general se referă la efectele pe care le au sistemele tehnologice de realizare a produselor, cât şi utilizarea acestora asupra mediului natural, asupra siguranţei şi sănătăţii fizice şi psihice a oamenilor.

După importanţa lor în asigurarea utilităţii şi funcţionalităţii produselor, caracteristicile de calitate, se împart în:

- ❑ *caracteristici de bază*, care sunt absolut necesare;
- ❑ *caracteristici secundare*, care pot să lipsească sau pot fi realizate la niveluri inferioare, reducându-se astfel costurile inutile fără ca gradul de

Scanned with OKEN Scanner

utilitate al produsului să fie semnificativ afectat.

În funcţie de destinaţia economică şi caracterul folosirii produselor, caracteristicile de calitate se împart în:

○ *caracteristici ale mijloacelor de muncă* şi anume: durabilitate, greutate, consumuri specifice, gabarit, rezistenţă la lovire, temperatură, mediu nociv, precizie de lucru, estetică, comoditate în mânuire, randament, fiabilitate, mentenabilitate, cheltuieli specifice de materiale şi altele;

○ *caracteristici ale obiectelor muncii* cum sunt: uşurinţa prelucrării şi economicitatea acesteia, asigurarea calităţii cerute a produsului finit, soliditate, elasticitate, componenţă chimică, etc.;

○ *caracteristici pentru obiectele de consum individual:* gust, formă, rezistenţă la rupere şi la frecare, conductibilitate termică, permeabilitate, etc.

După posibilităţile de măsurare, se deosebesc:

✦ *caracteristici măsurabile direct* ca: greutate, rezistenţă, conţinutul de valori nutritive, etc.;

✦ *caracteristici măsurabile indirect* ca: fiabilitatea unui utilaj determinată pe baza probelor de rezistenţă şi uzură, puterea unui motor obţinută prin măsurarea încălzirii conductorilor, etc.;

✦ *caracteristici comparabile obiectiv cu o mărime etalon:* numărul de defecte pe cm^2 de tablă, ţesături, tricotaje, gradul de alb al unei ţesături, etc.;

✦ *caracteristici comparabile subiectiv cu o mărime etalon:* grad de cromare, grad de vopsire, finisajul unei confecţii, etc.

În funcţie de modul de exprimare se deosebesc:

✧ *caracteristici cuantificabile,* a căror valoare efectivă se poate măsura şi înregistra, ca de exemplu: cote dimensionale, greutăţi, rezistenţe, debite, presiuni, etc.;

✧ *caracteristici atributive,* care definesc calitatea prin calificative, de exemplu: corespunzător şi necorespunzător.

1.3. Caracterul dinamic al calităţii

Calitatea are un caracter dinamic, deoarece conţinutul ei evoluează odată cu necesităţile practice, istoriceşte determinate, atât extensiv (variază numărul caracteristicilor de calitate a produsului), cât şi intensiv (se îmbunătăţesc însuşirile produsului).

Scanned with OKEN Scanner

Interdependenţa dintre producţie şi consum determină creşterea continuă a calităţii. Un exemplu concludent îl constituie producerea de mijloace de producţie, unde calitatea producţiei asigură o calitate superioară mijloacelor de producţie realizate, iar acestea, reintroduse în procesul de fabricaţie, determină perfecţionarea acestuia şi creează condiţii materiale superioare pentru creşterea calităţii noilor produse.

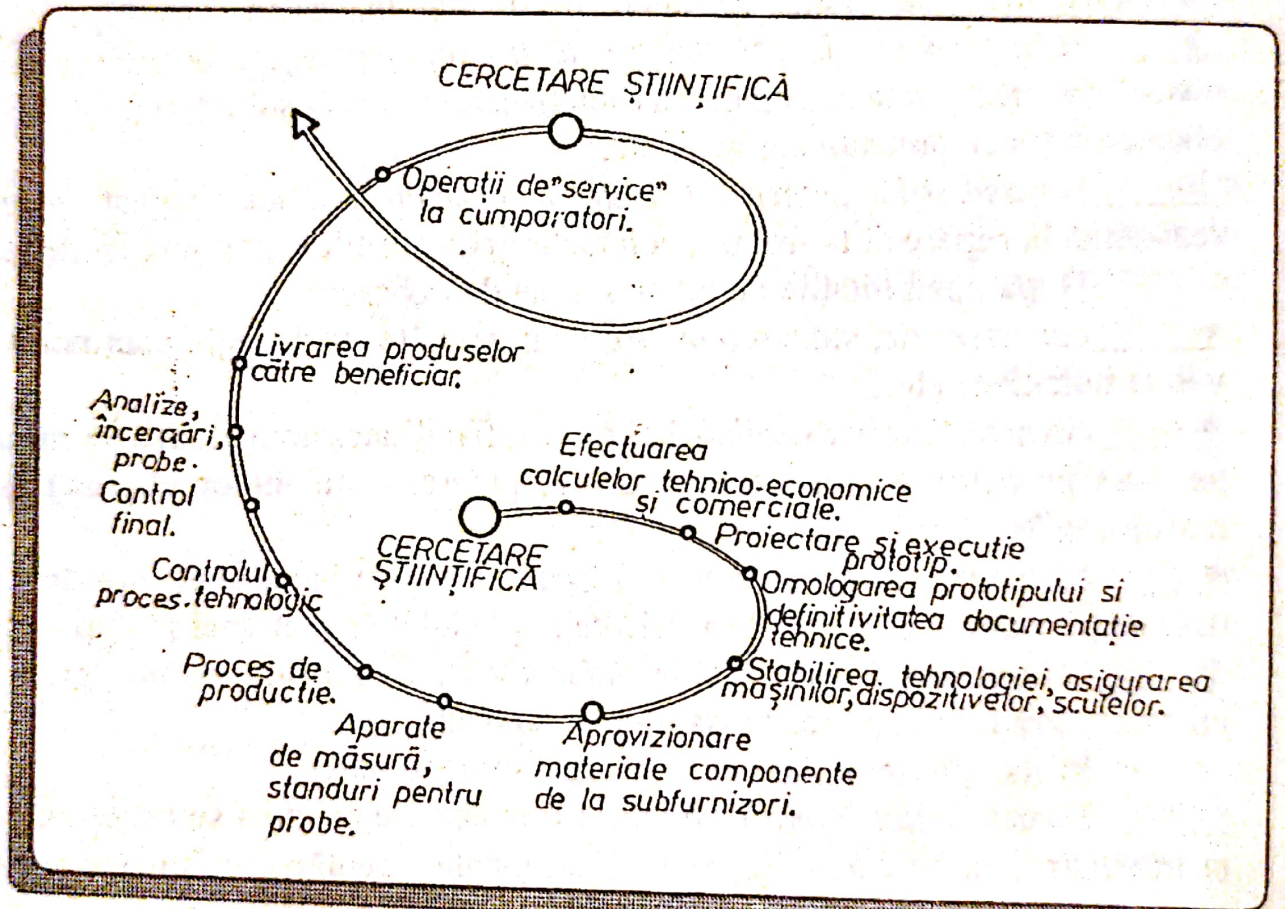


Fig. 1.1. Spirala calităţii

Procesul de creştere a calităţii cuprinde, în mod unitar, toate activităţile pornind de la prospectarea pieţei, continuînd cu ciclul industrial complet în care se realizează produsele: cercetarea tehnico-ştiinţifică, conceperea şi întocmirea documentaţiilor constructive şi tehnologice, pregătirea şi desfăşurarea procesului de fabricaţie, controlul acestuia,

Scanned with OKEN Scanner

activitatea de analiză, încercări şi probe, activitatea de desfacere şi terminând cu operaţiile de "service".

Toate aceste activităţi nu formează un ciclu închis, ci un proces complex care evoluează permanent sub forma unei spirale /9/, denumită "spirala calităţii" (fig.1.1).

Aşa cum rezultă din figură, proiectarea trebuie să conceapă produsele corespunzător cerinţelor de calitate stabilite. În acest scop: se va alege varianta optimă de proiectare, se vor folosi informaţiile despre calitate referitoare la produsele fabricate în trecut, se va verifica concepţia de proiectare a produsului pe baza încercărilor efectuate asupra prototipului şi a seriei zero, se vor face încercări riguroase de fiabilitate, la produsele tehnice complexe.

În etapa următoare se elaborează procesele tehnologice, în conformitate cu concepţia constructivă şi metodele moderne de organizare a producţiei. În această etapă se realizează concordanţa dintre calitatea concepţiei şi calitatea fabricaţiei, avându-se în vedere că: cel mai avansat proiect poate fi ratat dacă în procesul de fabricaţie nu se respectă, întocmai, tehnologia adecvată.

O importanţă deosebită, pentru realizarea de produse cu nivelul calitativ superior, o are organizarea corespunzătoare şi efectuarea cu responsabilitate a controlului tehnic de calitate pe fluxul tehnologic şi la recepţia produselor finite. Pentru utilizarea produselor în condiţiile prevăzute, producătorii trebuie să pună, la dispoziţia beneficiarilor, instrucţiuni privind modul de folosire a produselor, să efectueze reparaţii în perioada de garanţie, să se informeze despre funcţionarea produselor în perioada de garanţie.

Prin aceasta, se realizează concordanţa dintre calitatea fabricaţiei şi calitatea exploatării.

1.4. Noţiunea de noncalitate

Din întreaga experienţă industrială de până acum, nu se poate vorbi de o calitate 100% a întregului lot de produse, chiar dacă măsurile pentru asigurarea funcţionării sistemelor tehnice respective sunt de un ordin de mărime superior, vecin sistemului de producţie "zero defecte". În general, prin defect se înţelege lipsa de calitate a unui produs, fie în ansamblul lui, fie

Scanned with OKEN Scanner

local, într-o anumită zonă a sa, în raport cu o calitate prescrisă. Produsele de acest fel sunt dirijate spre operaţii de remediere, în vederea reutilizării sau consumării lor ca materie primă sau semifabricat.

Dacă se notează cu Q, calitatea şi cu $nonQ$, noncalitatea, atunci, pentru un lot de produse, se pot scrie relaţiile:

$$Q + nonQ = 1 \quad (1)$$

sau

$$p(Q) = 1 - nonQ \quad (2)$$

unde: $p(Q)$ - probabilitatea ca produsele să corespundă prescripţiilor de calitate. Prin urmare, pentru un produs sau pentru un lot de produse, calitatea şi noncalitatea sunt complementare.

2. Măsurarea nivelului de calitate

Gradul de utilitate al produselor în satisfacerea unor nevoi sociale determină ce să se producă şi la ce nivel de calitate. Astfel, nivelul calităţii se poate defini ca o funcţie a caracteristicilor de calitate, privite din punctul de vedere al nevoii sociale. Masurarea nivelului de calitate este o activitate complexă atât da natură tehnică, cât şi de natură statistică-economică, care se concretizează într-un sistem de indicatori.

2.1. Metode pentru măsurarea nivelului de calitate

În practică, pentru măsurarea nivelului calităţii produselor, se folosesc următoarele metode: experimentală, a expertizei, sociologică şi statistică.

Metoda experimentală se foloseşte pentru evaluarea proprietăţilor produselor printr-o serie de încercări sau determinări mecanice, fizico-chimice etc., realizate cu ajutorul diferitelor mijloace şi procedee tehnice.

Metoda expertizei se foloseşte în completarea metodei experimentale pentru evaluarea valorilor caracteristicilor de calitate, care nu se pot măsura. În acest caz, nivelul calităţii se evaluează de către experţi, iar exactitatea determinărilor depinde de calificarea, capacitatea şi competenţa acestora.

Metoda sociologică se bazează pe rezultatele obţinute în urma

anchetelor efectuate în rândul beneficiarilor ale căror păreri, referitoare la calitatea produselor, sunt exprimate într-un chestionar de anchetă, apoi sunt prelucrate şi interpretate.

Metoda statistică este utilizată, de obicei, la producţia de serie şi este cea mai laborioasă. Se bazează pe teoria probabilităţilor şi statistica matematică şi foloseşte, pentru prelucrare, analiză şi decizie, informaţii primare, oferite de celelate metode şi în special, metoda experimentală.

2.2. Sistemul de indicatori ai calităţii

Indicatorii de calitate ai produselor sunt expresii cantitative ale caracteristicilor de calitate ale acestora. Un indicator de calitate poate fi:

- **indicator simplu,** dacă se referă la o singură caracteristică;
- **indicator complex,** dacă se referă la mai multe caracteristici sau la întreg produsul;
- **indicator de bază,** dacă serveşte ca bază pentru aprecierea calităţii prin comparare.

După sursa de informaţie, indicatorii de calitate pot fi: *planificaţi şi efectivi.*

Sistemul de indicatori ai calităţii produselor poate fi constituit sub diferite variante, ca de exemplu:

- pe faze sau pe etapele de realizare a produsului;
- pe elementele care definesc calitatea;
- pe funcţii ale întreprinderii şi atribuţiuni ale conducerii;
- pe baza diferitelor clasificări ale caracteristicilor de calitate ale produselor etc.

Sistemul de indicatori ai calităţii produselor poate fi constituit sub formă de piramidă, pe baza unei clasificări erarhice a lor. Un sistem piramidal de indicatori poate avea trei trepte:

- treapta I-a, care conţine un număr mare şi variat de indicatori, situaţi la baza piramidei şi numiţi *indicatori analitici sau simpli;*
- treapta a II-a, care cuprinde un număr mic de indicatori, stabiliţi pe grupe de caracteristici de calitate şi numiţi *indicatori sintetici;*
- treapta a III-a, situată în vârful piramidei, cuprinde *indicatorul complex,* integral al nivelului de calitate.

Scanned with OKEN Scanner

2.2.1. Indicatori analitici (simpli)

Indicatorii analitici definesc, fiecare în parte, aspecte esenţiale ale caracteristicilor de calitate. Ei se exprimă, ca şi caracteristicile de calitate pe care le reprezintă, în unităţi naturale, natural convenţionale, de timp de muncă şi valorice.

Aprecierea calităţii, cu indicatori analitici, se face folosind indicatorii relativi, calculaţi cu una din relaţiile:

$$K_i^x = \frac{k_i}{k_i^b} \text{ sau } K_i^x = \frac{k_i^b}{k_i} \qquad (3)$$

In care: $i = 1, 2, \ldots, m$ reprezintă caracteristicile de calitate; K_i^x - valoarea relativă a indicatorilor de calitate; k_i - mărimea indicatorului simplu al caracteristicii i a produsului; k_i^b - mărimea indicatorului de bază al caracteristicii i a produsului.

Folosirea uneia sau alteia din aceste relaţii este în funcţie de natura caracteristicii de calitate care se analizează. Astfel, dacă se calculează indicatorul relativ pentru randament sau pentru precizia produsului, se foloseşte prima relaţie; dacă, se analizează consumul specific al unui anumit material, care intră în componenţa produsului, se va folosi a doua relaţie.

Interpretarea mărimii indicatorilor relativi, calculaţi cu prima relaţie, se face astfel:

- dacă $K_i^x > 1$, nivelul de calitate al caracteristicii i al produsului este superior nivelului luat ca bază de apreciere;
- dacă $K_i^x < 1$, nivelul de calitate este inferior nivelului luat ca bază de apreciere;
- dacă $K_i^x = 1$, nivelul de calitate este egal cu cel luat ca bază de apreciere.

2.2.2. Indicatori sintetici

Indicatorul sintetic al caracteristicilor estetice I_{es}, se obţine ca medie aritmetică a calificativelor care se acordă diferitelor caracteristici estetice şi anume:

$$I_{es} = \frac{1}{r}\sum_{i=1}^{r} n_i, \qquad (4)$$

unde: n_i - nota acordată caracteristicii estetice i ;

i - numărul de caracteristici estetice.

Indicatorul sintetic al caracteristicilor economice I_{ec}, se obţine ca raport între costul total al calităţii C_{tcp} şi efectul util al produsului, E:

$$I_{ec} = \frac{C_{tcp}}{E} = \frac{C_{pa} + C_c + C_d + C_p}{E}. \qquad (5)$$

În această relaţie: C_{pa} - reprezintă costul de prevenire a defectelor şi asigurarea calităţii; C_c - costul controlului de calitate; C_d - costul servirii tehnice şi întreţinerii produsului la beneficiar; C_p - costul pierderilor datorate lipsei de calitate.

Indicatorul sintetic al caracteristicilor sociale I_s, se calculează cu relaţia:

$$I_s = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} u_i \quad \text{sau} \quad I_s = \frac{1}{\sum_{i=1}^{n}} \sum_{i=1}^{n} u_i \cdot k_i, \qquad (6)$$

unde: u_i - este utilitatea caracteristicii sociale i ;

k_i - coeficientul de importanţă acordat caracteristicii sociale i ;

n - numărul de caracteristici sociale.

Indicatorul sintetic al caracteristicilor de exploatare este indicatorul de disponibilitate, despre care se va vorbi într-un paragraf următor.

2.2.3. Indicatorul complex (integral)

Acest indicator exprimă corespondenţa dintre caracteristicile efective ale produsului şi nevoia socială pentru care a fost creat.

693.221
"GH. ASACHI" IAŞI

Scanned with OKEN Scanner

Pentru produsele cu o durată de funcţionare sub un an, indicatorul complex se calculează cu relaţia:

$$I = \frac{E}{C_r + C_e} \text{ sau } I' = \frac{C_r + C_e}{E}, \quad (7)$$

în care: E reprezintă efectul util obţinut; C_r - cheltuielile făcute pentru realizarea produsului; C_e - cheltuieli de exploatare.

Pentru produsele cu o durată de utilizare mai mare de un an, relaţia de calcul este:

$$I = \frac{E(t)}{C_r + C_e} = \frac{E_1}{C_0 f(t) + C_1}, \quad (8)$$

în care: C_0 reprezintă cheltuielile efectuate pentru realizarea produsului; C_1 - cheltuielile anuale de exploatare; E_1 - efectul util obţinut timp de un an de utilizare a produsului; $f(t) = (1 + k_n)^t / \sum_{i=1}^{n} (1 + k_n)^i$; k_n - coeficient normativ de eficienţă economică egal, în ţara noastră, cu 0,15.

Pentru aprecierea nivelului de calitate al produselor diferenţiate pe clase sau sorturi de calitate, se foloseşte coeficientul mediu al calităţii $\bar{k}$, dacă producţia este omogenă, sau coeficientul mediu de calitate generalizat $\bar{\bar{k}}$.

Coeficientul mediu de calitate se obţine ca medie aritmetică a coeficienţilor pe clase de calitate, k, ponderaţi cu cantitatea de produse fabricate pe clase de calitate q:

$$\bar{k} = \frac{\sum kq}{\sum q}. \quad (9)$$

Coeficientul $k = 1$, pentru calitatea I-a; $k = 2$, pentru calitatea II-a, etc.

Cu cât valoarea indicatorului este mai mică cu atât ponderea calităţilor superioare, în totalul producţiei, este mai mare.

Coeficientul mediu de calitate generalizat se calculează ca medie aritmetică a coeficienţilor medii de calitate, $\bar{k}$, ai produselor, ponderaţi cu

valoarea produselor respective $(q \cdot p)$:

$$\bar{\bar{k}} = \frac{\sum \bar{k}_i \cdot q_i \cdot p_i}{\sum q_i \cdot p_i}. \qquad (10)$$

În această relaţie: q_i reprezintă cantitatea de produse din clasa de calitate i ;

p_i - preţul unitar.

3. Fiabilitatea. Mentenabilitatea. Disponibilitatea.

3.1. Conceptul de fiabilitate

Termenul de "fiabilitate" este de origine franceză (fiabilité - mărime caracterizând securitatea funcţionării unui mecanism şi corespunde, în limba engleză, cu "reliability", în limba germană, cu "Zuverlassigkeit" şi în limba rusă, cu "nadejnosti").

Fiabilitatea, a fost definită în 1972, de Academia de Ştiinţe din Franţa, ca fiind: "caracteristica unui lucru în care putem avea încredere".

Comitetul electrotehnic internaţional a recomandat următoarea definiţie, având un caracter calitativ: "fiabilitatea este însuşirea unui dispozitiv de a îndeplini o funcţie cerută, în condiţiile date şi într-o perioadă de timp dată".

O definiţie cantitativă, cu valabilitate universală, este următoarea: "prin fiabilitatea unui produs se înţelege probabilitatea ca acesta să-şi îndeplinească funcţiile cu anumite performanţe şi fără defecţiuni un anumit interval de timp (0, t) şi în condiţii de exploatare date".

Actualmente, conceptul de fiabilitate se utilizează în sensurile:

❶ anasmblul caracteristicilor calitative ale unui sistem tehnic, care determină capacitatea acestuia da a fi utilizat un timp cât mai indelungat, conform scopului pentru care a fost constituit;

❷ mărime care caracterizează siguranţa în funcţionare a unui sistem tehnic;

Scanned with OKEN Scanner

● măsură a probabilităţii de bună funcţionare a unui sistem tehnic, în conformitate cu normele prescrise.

Între **calitate** şi **fiabilitate** există o strânsă legătură, fiabilitatea fiind calitatea produsului extinsă în timp.

3.2. Mentenabilitate. Disponibilitate.

În strânsă legătură cu fiabilitatea se mai utilizează noţiunile de mentenanţă, mentenabilitate şi disponibilitate.

Mentenanţa defineşte activitatea depusă în vederea restabilirii capacităţii de bună funcţionare a produsului, după ce s-a produs o cădere.

Mentabilitatea reprezintă probabilitatea ca în urma unei căderi, starea de bună funcţionare să fie restabilită, într-un interval de timp dat.

Disponibilitatea reprezintă probabilitatea ca un anumit sistem să fie apt de funcţionare, după un interval de timp consumat pentru reparaţii impuse de căderea, ce s-a produs după un anumit timp de bună funcţionare.

Disponibilitatea este afectată de două probabilităţi: ● pe de o parte, probabilitatea funcţionării fără căderi pe o anumită durată; ● pe de altă parte, probabilitatea căderii şi restabilirii capacităţii de bună funcţionare, într-un anumit interval de timp.

Sub aspect cantitativ, disponibilitatea are următoarele semnificaţii:

- disponibilitatea de timp, care este procentul de timp, în care un produs este în stare de bună funcţionare;
- disponibilitatea utilajelor, care reprezintă procentul de utilaje, disponibile după un timp de funcţionare, obţinut prin cumularea unităţilor ce nu s-au defectat şi a unităţilor care au fost repuse în funcţiune după un timp de întrerupere stabilit;
- disponibilitatea misiunii, care reprezintă procentul de misiuni, dintr-un anumit interval de timp, care nu au defecţiuni, ce nu se pot remedia într-un timp dat.

Scanned with OKEN Scanner

3.3. *Defectări (căderi)*

Încetarea capacităţii unui produs de a îndeplini funcţia cerută poartă denumirea de cădere sau defectare. Cauzele defectării unui produs se pot datora proiectării, fabricaţiei sau utilizării produsului.

Defectările se pot clasifica în felul următor:

❶ după cauză, în:
- ❑ defectări datorate utilizării improprii;
- ❑ defectări datorate unor deficienţe care depind de construcţie;
- ❑ defectări datorate uzurii;

❷ după caracterul apariţiei, în:
- ❑ defectare bruscă, care nu poate fi anticipată printr-o observaţie anterioară;
- ❑ defectare progresivă, care poate fi anticipată printr-o observaţie anterioară;

❸ după intensitatea de manifestare, în:
- ❑ defectare parţială, care determină neîndeplinirea numai a unora din funcţiile de bază ale produsului;
- ❑ defectare totală, când produsul nu mai îndeplineşte funcţiile cerute;
- ❑ defectare intermitentă, care este limitată la un anumit interval de timp după care produsul îşi recapătă capacitatea de bună funcţionare;
- ❑ defectare de degradare, care este parţială, progresivă şi conduce, în timp, la o defectare totală;

❹ după rang, în:
- ❑ defectare primară, care nu este cauzată de căderea altei componente sau produs;
- ❑ defectare secundară - generată de o cădere anterioară;

❺ după efecte, în:
- ❑ majore;
- ❑ minore.

Scanned with OKEN Scanner

Evoluţia defectărilor în timp, este descrisă de aşa numita evoluţie de tip "cadă de baie" (fig.1.2).

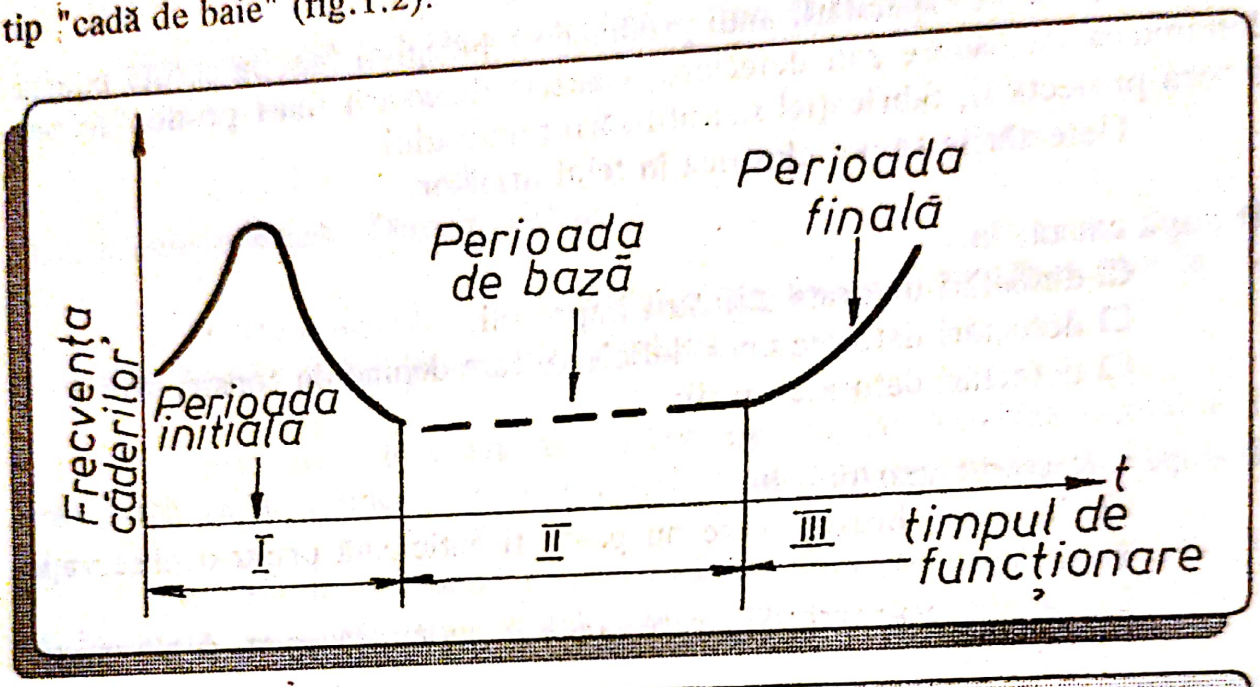


Fig.1.2. Evoluţia defectărilor în timp

Se observă existenţa a trei perioade distincte:

① prima, reprezintă perioada iniţială sau de rodaj, în care defectările au o frecvenţă deosebit de ridicată;

② a doua, perioadă de bază, este perioada principală de funcţionare, având durata cea mai mare şi o frecvenţă redusă a căderilor;

③ a treia, este perioada finală, caracterizată printr-o creştere bruscă a frecvenţei defectărilor, datorită uzurii accelerate.

3.4. Parametri de fiabilitate ai produselor

Prin parametru de fiabilitate se înţelege o măsură cu ajutorul căreia se exprimă cantitativ fiabilitatea sau una din caracteristicile sale. Există un număr mare de parametri de fiabilitate, determinaţi de numărul mare de factori, de care depinde fiabilitatea unui produs. Nici unul din aceşti parametri nu poate măsura complet fiabilitatea, ci estimează doar una din laturile

Scanned with OKEN Scanner

acesteia.

Parametri de fiabilitate au un caracter statistic, deoarece defectările au un caracter statistic.

Fiabilitatea se poate studia în două situaţii:

- dacă produşul este reparabil, funcţionarea lui se exprimă prin trei feluri de parametri: parametrii funcţionării fără defecţiuni; parametrii reparării (restabilirii); parametrii de disponibilitate;
- dacă produsul nu este reparabil, funcţionarea lui se exprimă numai prin parametrii funcţionării fără defecţiuni.

Dintre parametrii funcţionării fără defecţiuni, cei mai folosiţi în practică, sunt: funcţia de fiabilitate, funcţia de nonfiabilitate, intensitatea (rata) defectării, timpul mediu de funcţionare fără defecţiuni.

Parametrii reparării (restabilirii), cei mai folosiţi, sunt: funcţia de mentenabilitate, intensitatea (rata) reparării, timpul mediu de reparare.

Parametrii de disponibilitate sunt: funcţia de disponibilitate, disponibilitate staţionară, indisponibilitatea staţionară.

Funcţia de fiabilitate $R(t)$, exprimă probabilitatea funcţionării fără defecţiuni. Dacă reparaţia produselor în stare de funcţionare, se face după legea exponenţială (întâlnită, de obicei, în teoria fiabilităţii instalaţiilor tehnice), funcţia de probabilitate este dată de relaţia:

$$R(t) = e^{-\lambda t}, \tag{11}$$

în care: λ reprezintă valoarea constantă a intensităţii (ratei) defectărilor.

Funcţia de nonfiabilitate $Q(t)$, exprimă probabilitatea defectării, adică:

$$Q(t) = 1 - R(t) = 1 - e^{-\lambda t}. \tag{12}$$

Intensitatea (rata) defectării $Z(t)$, arată ponderea exemplarelor defectate, în decursul perioadei de observaţie, faţă de efectivul existent la începutul perioadei respective. Se calculează cu relaţia:

$$Z(t) = \frac{\sum_{i=1}^{n} k_i}{N + \sum_{i=1}^{n-1} N_i}, \tag{13}$$

în care: k_i este numărul defecţiunilor înregistrate în intervalul i de observare ($i = 0, 1, 2, \ldots, n$); N - efectivul iniţial; N_i - numărul de exemplare în funcţiune la sfârşitul intervalului i .

Timpul mediu de funcţionare fără defecţiuni, $\bar{t}$, arată timpul mediu de bună funcţionare care revine pe o defectare sau până la o defectare, sau între două defectări succesive oarecare. Se calculează cu relaţia

$$\bar{t} = \frac{\sum_{i=1}^{n} t_i \cdot k_i}{N}, \tag{14}$$

în care: t_i reprezintă intervalul i de bună funcţionare.

Funcţia de mentenabilitate $M(t)$, exprimă probabilitatea ca produsul să fie restabilit într-un anumit interval de timp t şi este dată de relaţia:

$$M(t) = 1 - e^{-\mu t_1}, \tag{15}$$

în care: μ reprezintă valoarea constantă a intensităţii (ratei); t_1 - intervalul de timp în care se face reparaţia.

Intensitatea (rata reparării) μ, arată numărul de reparaţii efectuate în unitatea de timp,

$$\mu = \frac{1}{MTR}. \tag{16}$$

În această relaţie: MTR este **timpul de restabilire** a produsului. Se exprimă în ore şi se poate folosi pentru efectuarea unor comparaţii privind mentenabilitatea între produse de acelaşi fel.

Funcţia de disponibilitate $A(t)$, arată probabilitatea ca produsul să fie disponibil (în stare de funcţionare) la momentul t şi este dată de relaţia:

$$A(t) = \frac{\mu}{\lambda + \mu} + \frac{\lambda}{\lambda + \mu} \cdot e^{-(\lambda + \mu)t}. \tag{17}$$

Funcţia de indisponibilitate $U(t)$, arată probabilitatea ca produsul să fie indisponibil la momentul t .

$$U(t) = \frac{\lambda}{\lambda + \mu} 1 - e^{-(\lambda + \mu)t}. \tag{18}$$

Scanned with OKEN Scanner

Disponibilitatea staţionară A, a produsului exprimă probabilitatea ca produsul să fie disponibil, la momente depărtate de momentul iniţial, adică:

$$A = \lim_{t \to \infty} A(t) = \frac{\mu}{\lambda + \mu}. \tag{19}$$

Indisponibilitatea staţionară U, exprimă probabilitatea ca produsul să fie indisponibil (în stare de defect) la momente îndepărtate de momentul iniţial, adică:

$$U = \lim_{t \to \infty} U(t) = \frac{\lambda}{\lambda + \mu}. \tag{20}$$

Dacă produsul este fără restabilire:

$$A(t) = e^{-\lambda t} \text{ şi } U(t) = 1 - e^{-\lambda t} = Q(t). \tag{21}$$

4. Asigurarea şi controlul calităţii

4.1. Rolul controlului calităţii. Clasificare

Odată cu automatizarea şi creşterea complexităţii proceselor de producţie, creşte importanţa problemelor de noncalitate şi nesiguranţă în funcţionare. În aceste condiţii, asigurarea unei calităţi şi fiabilităţii corespunzătoare este de neconceput fără existenţa unui sistem de control, care să furnizeze la timp informaţii despre desfăşurarea procesului de producţie şi care să intervină, operativ şi eficient, pentru înlăturarea factorilor perturbatori din sistemul de producţie. Controlul calităţii produselor este un factor esenţial al oricărui sistem de producţie. Caliatea se obţine în procesul de producţie, dar controlul, prin caracterul său preventiv, determină perfecţionarea producţiei. Controlul de calitate trebuie să intervină şi în fazele premergătoare procesului de fabricaţie propriu-zis (concepţie, proiectare, pregătirea fabricaţiei etc.) şi să se extindă, după livrarea produsului finit la beneficiari, prin "service-ul" asigurat.

Prin legătura inversă pe care o realizează, controlul calităţii semnalizează abaterile care apar de la calitatea prescrisă şi permite stabilirea corecţiilor ce trebuiesc aduse. Controlul calităţii se poate clasifica după mai

Scanned with OKEN Scanner

multe criterii.

Literatura de specialitate recomandă următoarea clasificare:

❶ după **obiectul controlului:**

- controlul materiilor prime şi materialelor;
- controlul "produselor de completare" obţinute prin cooperare;
- controlul sculelor şi dispozitivelor (tehnologice);
- controlul aparatelor şi instrumentelor de măsurat;
- controlul dispozitivelor şi standurilor de încercare;
- controlul pieselor, subansamblelor şi produselor finite în diferite faze de fabricaţie şi final;
- controlul montării subansamblelor şi produselor;
- controlul documentaţiei tehnice şi comerciale;
- controlul ambalajului şi manipulării produselor finite;
- controlul calificării personalului;
- controlul disciplinei tehnologice;
- controlul depozitării materiilor prime, materialelor, componentelor, subansamblelor şi produselor finite;
- controlul realizării măsurilor de creştere a calităţii producţiei;
- controlul utilizării produselor la beneficiari;
- controlul modului de rezolvare a reclamaţiilor şi de culegere şi prelucrare a informaţiilor privind calitatea.

❷ după **procedeul de control aplicat:**

- control vizual;
- control dimensional;
- control mecanic;
- control funcţional;

❸ după **relaţia cu procesul de producţie:**

- controlul de recepţie a materiilor prime, materialelor, componentelor şi subansamblelor;
- controlul procesului de fabricaţie;
- controlul produselor finite (control final);

Scanned with OKEN Scanner

❹ după **metoda de control:**
- controlul fiecărui produs (total sau 100%);
- controlul statistic prin eşantionare;

❺ după **caracterul mijloacelor de control:**
- controlul automatizat;
- controlul mecanizat;
- controlul manual;

❻ după **periodicitatea controlului:**
- controlul continuu;
- controlul periodic;
- inspecţia.

4.2. Conţinutul activităţii de control al calităţii

Conţinutul activităţii de control este precizat prin următoarele trei elemente: ce se controlează; cum se controlează şi cu ce se controlează. Pentru orice unitate producătoare, ceea ce se controlează, este "produsul finit", indiferent de natura şi ramura industrială care îl produce. Pentru a răspunde la întrebarea: "cum se controlează?", trebuie avută în vedere existenţa următoarelor metode de control:

- *Autocontrolul*, metodă care se bazează pe efectuarea controlului la fiecare operaţie de către muncitorul care o realizează sau, altfel spus, "fiecare muncitor este propriul său controlor de calitate".

Metoda autocontrolului se poate aplica la orice produs, serviciu sau proces de fabricaţie; are un rol deosebit în cazul proceselor neautomatizate; nu exclude controlul realizat de organele de specialitate.

- *Controlul în lanţ*, aplicat la procesele de fabricaţie, la care pentru acelaşi produs lucrează doi sau mai mulţi executanţi, este indicat pentru procesele de producţie în bandă.

Fiecare executant, înainte de a executa propria operaţie, controlează dacă operaţia anterioară a fost corect efectuată şi, numai în acest caz, execută operaţia sa, realizând autocontrolul.

Scanned with OKEN Scanner

- *Controlul volant*, prin care se urmăreşte respectarea tehnologiilor, stabilizarea fluxului tehnologic, funcţionarea maşinilor şi utilajelor. Controlul volant nu are ca scop admiterea sau respingerea operaţiilor, reperelor, subansamblelor sau produselor, ci urmărirea şi impulsionarea realizării lor corecte. El are posibilitatea să oprească operaţia, maşina sau utilajul respectiv în cazul când nu sunt realizaţi parametrii prevăzuţi în documentaţie.
- *Controlul la puncte fixe*, care constă în controlul operaţiilor, reperelor sau subansamblelor în anumite puncte din fluxurile de fabricaţie, care sunt importante pentru procesul de fabricaţie.

Acest control se aplică pentru parametrii, care nu pot fi verificaţi la controlul final, sau care au o importanţă deosebită în asigurarea parametrilor produsului finit.

- *Controlul final*, care, în funcţie de importanţa produsului şi de seria de fabricaţie, se va face bucată cu bucată sau pe baze statistico-matematice.

Mijloacele, cu care se efectuează controlul (AMC-uri, verificatoare, standuri de probă şi utilaje de control), precum şi locul de măsurare, sunt prevăzute în fişele tehnologice, planurile de operaţii sau instrucţiunile tehnologice de control.

Alegerea mijloacelor pentru control (de un anumit tip, cu un anumit interval şi precizie de măsurare se face în funcţie de: importanţa caracteristicii de controlat şi frecvenţa de măsurare).

Standurile de probă sunt instalaţii complexe, cu ajutorul cărora se realizează încercarea subansamblelor şi produselor în stare de funcţionare, verificându-se, simultan, unul sau mai mulţi parametri. Verificarea produselor finite pe standuri de probă este obligatorie.

Standurile de probă se execută prin autodotare, trecând prin fazele de: proiect, avizare proiect, execuţie, omologare şi punere în funcţiune.

Instalaţiile complexe de control sunt dispozitive şi instalaţii de control, prin care controlorul este înlocuit cu un mijloc de control obiectiv.

În această categorie intră:

- *instalaţiile de control activ*, care sunt montate pe utilajul de producţie, controlează, în timpul procesului de fabricaţie o anumită caracteristică calitativă şi, în funcţie de valorile acesteia, comandă procesul de fabricaţie;
- *instalaţia de control automat*, care controlează, automat, o anumită caracteristică, după ce reperul, subansamblul sau produsul a fost executat;

- *instalaţiile de control multidimensional* care permit verificarea simultană a două sau mai multe caracteristici dimensionale.

La construcţia şi funcţionarea diferitelor mijloace de măsurare, folosite independent sau în standuri de probă şi instalaţii de control, ne vom referi într-un capitol următor. Pentru asigurarea calităţii produselor, se realizează periodic şi după un plan stabilit **verificarea maşinilor, utilajelor, tehnologiilor şi SDV-urilor.**

Prin verificarea maşinilor şi utilajelor se urmăreşte menţinerea preciziei geometrice şi de funcţionare a acestora la un anumit nivel. Dacă acest nivel este depăşit, maşina sau utilajul se opreşte, se introduce în revizie sau reparaţie şi se verifică din nou.

Verificarea tehnologiilor urmăreşte realizarea regimurilor de lucru şi a altor parametri tehnologici (temperatură, presiune umiditate etc.) la valorile stabilite şi oprirea tehnologiei şi instalaţiilor respective când aceşti parametri depăşesc limitele impuse.

SDV-urile se omologhează şi se verifică periodic.

4.3. Controlul statistic al calităţii

Controlul 100% sau bucată cu bucată prezintă o serie de dezavantaje şi anume: este neeconomic (necesită un număr mare de controlori, de mijloace da măsurare, verificatoare şi standuri de probă), este neaplicabil în cazul controlului distructiv şi este nesigur (nefiabil) pentru că puterea de decizie a controlorilor scade datorită oboselii, rutinei şi chiar plictiselii.

Din aceste motive, în literatura de specialitate, se optează pentru folosirea metodelor de control statistic, bazate pe teoria probabilităţii şi statistica matematică. Controlul statistic determină obţinerea de importante economii prin: reducerea pierderilor prin rebuturi; reducerea cheltuielilor de control; obţinerea unor economii de materiale. Acesta se poate folosi pentru: receptia materiilor prime, materialelor, semifabricatelor; controlul procesului de fabricaţie şi controlul produselor finite.

Controlul statistic al procesului de fabricaţie constă în controlul la intervale de timp determinate, a unor esantioane compuse dintr-un număr de n unităţi, dinainte stabilit, extrase din producţia maşinii. Pe baza valorilor

Scanned with OKEN Scanner

observate, se calculează estimaţiile parametrilor care caracterizează reglarea şi precizia maşinii.

4.3.1. Limite de control şi supraveghere

Deoarece produsele care alcătuiesc eşantionul constituie numai o parte din întreaga colectivitate (întreaga producţie a maşinii), este firesc ca parametrii eşantionului prin care se estimează parametrii colectivităţii, să se abată de la valoarea reală, în plus sau în minus. Se obţine astfel eroarea, cunoscută înteoria eşantionării sub numele de **eroare de reprezentativitate.**

Cu o anumită probabilitate, folosind metodele statisticii matematice, se poate determina pentru fiecare parametru, intervalul său de variaţie, care este numit **interval de încredere** sau **interval de control.** Limitele acestui interval poartă denumirea de **limite de control** şi anume: *LCI* - limita de control inferioară şi *LCS* - limita de control superioară.

Dacă procesul de producţie se desfăşoară normal, limitele de control se stabilesc în aşa fel încât probabilitatea depăşirii lor să fie mică. Depăşirea limitelor de control este un semnal al existenţei unei erori de reglare (dacă se referă la parametrul reglării), sau un semnal că împrăştierea valorilor respectivei caracteristici este mai mare decât valoarea normală (dacă limitele se referă la parametrul împrăştierii).

Limitele de control se stabilesc deci:

- dacă procesul de producţie se desfăşoară normal:

$$P(LCI \leq U \leq LCS) = 1 - \alpha ; \qquad (22)$$

- dacă procesul de producţie nu se desfăşoară normal:

$$P(LCI \leq U \leq LCS) = \beta. \qquad (23)$$

În aceste relaţii: U reprezintă parametrul controlului împrăştierii;

$P(LCI \leq U \leq LCS)$ - probabilitatea împrăştierii să fie între cele două limite de control;

α - riscul procucătorului sau risc de gen I (probabilitatea de respingere a unor loturi corespunzătoare);

β - riscul beneficiarului sau risc de gen II (probabilitatea de admitere a unor loturi necorespunzătoare).

Scanned with OKEN Scanner

Limitele de control fiind calculate pentru parametrii reglării sau preciziei sunt mai mici decât limitele de toletanţă calculate pentru valorile individuale ale caracteristicii de calitate.

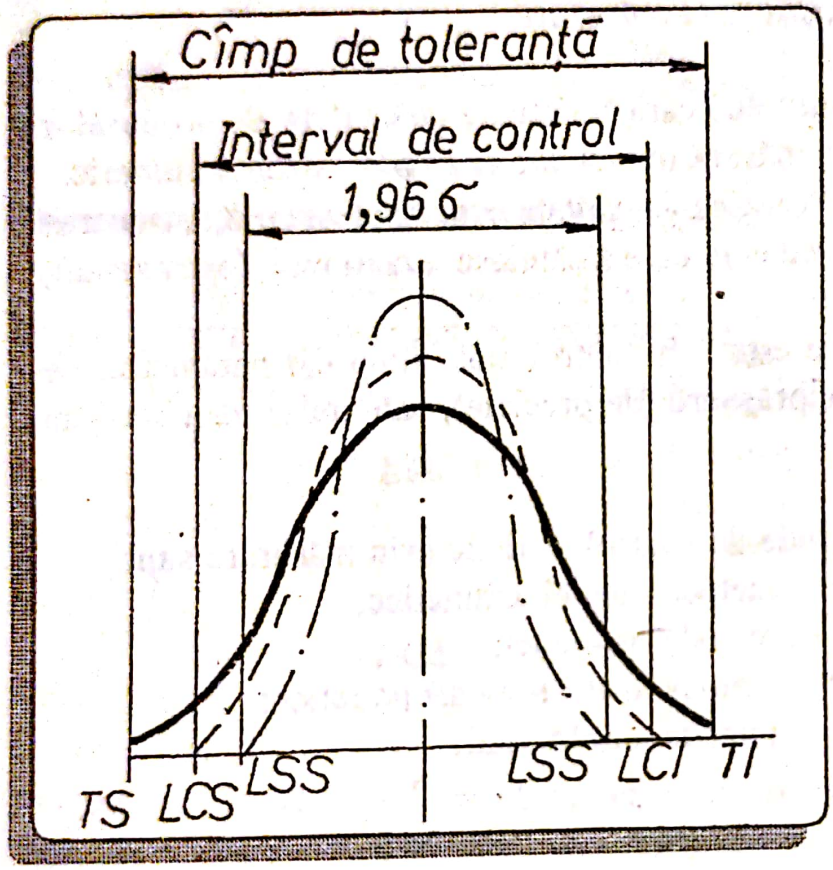


Fig.1.3 Limite de supraveghere

În teoria controlului statistic se ia ca interval de încredere $\pm 3\sigma$ (dat de "regula trei sigma"), dar pentru creşterea siguranţei în conducerea unui proces de producţie se folosesc intervale de încredere care nu respectă această regulă, cum sunt 2σ, σ, sau altele intermediare.

De exemplu, se foloseşte $1{,}96\sigma$, ceea ce corespunde unui risc $\alpha=5\%$. Limitele intervalului de încredere pentru $\alpha=5\%$, se numesc **limite de supraveghere,** care sunt:

LSI - limita de supraveghere inferioară şi

LSS - limita de supraveghere superioară.

Legătura dintre limitele de toleranţă, de control şi supraveghere este prezentată în fig.1.3.

Controlul statistic al desfăşurării procesului de producţie se bazează pe ipoteza că marea majoritate a caracteristicilor de calitate ale produselor industriale sunt variabile aleatoare, care au o lege de repartiţie normală sau aproximativ normală cu media m şi dispresia σ^2.

După modul de exprimare a caracteristicii de calitate, se deosebesc următoarele tipuri de control statistic:

- control prin măsurare;

- control prin atribute;
- control prin număr de defecte.

4.3.2. *Controlul statistic prin măsurare*

Se foloseşte în cazurile când caracteristicile de calitate ale produselor se pot măsura cu mijloace de măsură universale şi se pot exprima numeric.

Se notează cu x caracteristica de calitate controlată şi cu X_i - valoarea fiecărui produs controlat din cele n care alcătuiesc eşantionul (extragerea), $(i = 1,2, \ldots, n)$.

Procesul de producţie este sub control atâta timp cât parametrul de reglare, sau parametrul de împrăştiere (de precizie), sau ambii parametri nu s-au modificat.

Cele mai folosite metode de control statistic prin măsurare sunt:

- **pentru controlul reglării:** metoda mediei aritmetice;
  metoda medianei;
- **pentru controlul preciziei:** metoda abaterii medii pătratice;
  metoda amplitudinii.

❶ METODA MEDIEI ARITMETICE

La această metodă, pentru controlul statistic, se foloseşte drept parametru de reglare (sau a centrului împrăştierii), media aritmetică a eşantionului.

In ipoteza că valorile caracteristicii de calitate măsurate, se repartizează normal, calculul limitelor de control se efectuează diferit, după cum:

- se cunoaşte abaterea medie pătratică a populaţiei σ;
- se cunosc abaterile medii pătratice ale mai multor eşantioane;
- se cunosc amplitudinile împrăştierii mai multor eşantioane.

Scanned with OKEN Scanner

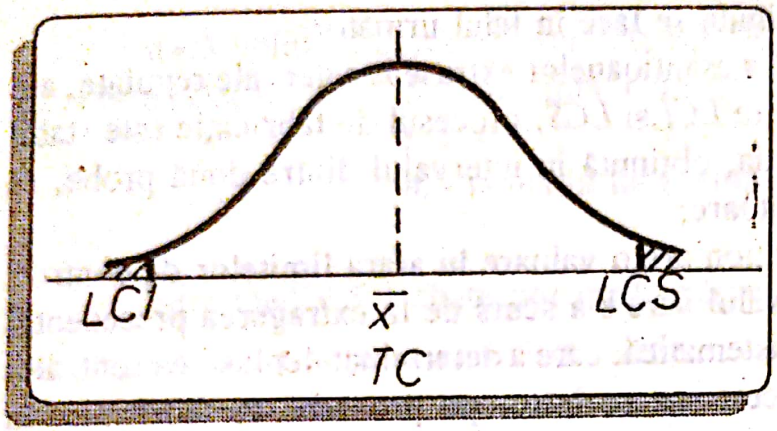


Fig.1.4. Câmpul de toleranţă

■ Când se cunoaşte abaterea medie pătratică σ, pentru ca produsele realizate să fie corespunzătoare, reglarea maşinii va face astfel încât centrul de reglare (centrul câmpului de împrăştiere, adică valoarea medie $\bar{x}$) să coincidă cu centrul câmpului de toleranţă (adică valoarea *TC*) (fig.1.4).

Limitele de control se calculează cu relaţiile:

$$LCI = TC - Z_\alpha \frac{\sigma}{\sqrt{n}} = TC - A\sigma$$

şi

$$LCS = TC + Z_\alpha \frac{\sigma}{\sqrt{n}} = TC + A\sigma \qquad (24)$$

în care: $A = \frac{Z_\alpha}{\sqrt{n}}$ este un coeficient care se dă în tabele [10], sau se

· citeşte pe rigle speciale;

Z_α - factorul de probabilitate, care este dat în tabele, funcţie de mărimea riscului de genul *I*, α.

Limitele de supraveghere pentru metoda mediei aritmetice se calculează cu relaţiile:

$$LSI = TC - 1{,}96\frac{\sigma}{\sqrt{n}}$$

şi

$$LSS = TC + 1{,}96\frac{\sigma}{\sqrt{n}} \qquad (25)$$

Interpretarea rezultatelor obţinute se face în felul următor:

- dacă media aritmetică a eşantioanelor extrase la intervale regulate, are o valoare cuprinsă între *LCI* şi *LCS*, procesul de fabricaţie este stabil ca reglaj, iar producţia, obţinută în intervalul dintre două probe, se consideră corespunzătoare;
- dacă media unui eşantion are o valoare în afara limitelor de control, înseamnă că în intervalul care s-a scurs de la extragerea precedentă, a intervenit o cauză sistematică, care a determinat deplasarea centrului de împrăştiere. În acest caz se întrerupe procesul de fabricaţie, în vederea înlăturării cauzei care a perturbat desfăşurarea normală, iar producţia dintre cele două extrageri nu se acceptă decât după verificare bucată cu bucată;
- dacă media eşantionului este cuprinsă între limitele de supraveghere, se consideră că procesul de fabricaţie decurge normal;
- când media probei se găseşte în intervalul dintre limitele de control şi cele de supraveghere, este un semnal de alarmă, în sensul că procesul poate deveni instabil.

■ Aplicarea metodei mediei aritmetice, când se cunosc abaterile medii pătratice ale mai multor eşantioane, se recomandă, în cazurile când procesul de fabricaţie permite numai cercetarea loturilor de volum redus.

Dacă r este numărul de eşantioane pentru care se cunosc abaterile medii pătratice, se calculează media acestora $\overline{S}$, cu relaţia:

$$\overline{S} = \frac{\sum_{i=1}^{r} S_i}{r}, \tag{26}$$

dacă eşantioanele au acelaşi volum, sau cu relaţia:

$$\overline{S} = \frac{\sum_{i=1}^{r} S_i \cdot n_i}{\sum_{i=1}^{r} n_i}, \tag{27}$$

dacă volumul eşantioanelor este diferit.

În aceste relaţii: S_i reprezintă abaterea medie pătratică a eşantionului i $(i = 1, 2, \ldots, r)$;

n_i - numărul de exemplare din eşantionul i.

Între media $\overline{S}$ a abaterilor medii pătratice a eşantioanelor şi abaterea medie pătratică a populaţiei, există relaţia:

$$\sigma = \frac{\overline{S}}{b_n}, \tag{28}$$

în care b_n este un parametru dat de relaţia de mai jos ale cărui valori sunt indicate în tabele (STAS R 5880-72).

$$b_n = \frac{\Gamma\left(\frac{n}{2}\right)}{\Gamma\left(\frac{n-1}{2}\right)} \cdot \sqrt{\frac{2}{n-1}}. \tag{29}$$

Limitele de control se calculează cu relaţiile:

$$LCI = TC - Z_\alpha \frac{\overline{S}}{b_n \cdot \sqrt{n}},$$
$$LCS = TC + Z_\alpha \frac{\overline{S}}{b_n \cdot \sqrt{n}}. \tag{30}$$

■ Aplicarea metodei mediei aritmetice, când se cunosc amplitudinile împrăştierii mai multor eşantioane, se recomandă în cazurile când natura procesului de fabricaţie nu permite cercetarea unui lot mai mare de produse şi deci, caracterizarea preciziei maşinii se face pe baza unor eşantioane de volum redus.

Dacă se cunosc amplitudinile R_i a n eşantioane $(i = 1,2, \ldots, r)$, amplitudinea mediei $\overline{R}$, a eşantioanelor este:

Scanned with OKEN Scanner

$$\overline{R} = \frac{\sum_{i=1}^{r} R_i}{r} \quad \text{sau}$$

$$\overline{R} = \frac{\sum_{i=1}^{r} R_i \cdot n_i}{\sum_{i=1}^{n} n_i} \tag{31}$$

Limitele de control se calculează cu relaţiile:

$$LCI = TC - Z_\alpha \cdot \frac{\overline{R}}{a_n \cdot \sqrt{n}},$$

$$LCS = TC + Z_\alpha \cdot \frac{\overline{R}}{a_n \cdot \sqrt{n}}, \tag{32}$$

în care: a_n este valoarea medie a raportului dintre amplitudine şi abaterea medie pătratică.

$$a_n = \frac{\overline{R}}{n} = M\left\{\frac{R}{\sigma}\right\} \tag{33}$$

❷ METODA MEDIANEI

În această metodă, caracterizarea reglării procesului de fabricaţie se face cu ajutorul medianei x_{me}. (Mediana este valoarea x_{me} a mărimii aleatoare dată de relaţia $x_{me} = x_{m+1}$, dacă $n = 2m+1$ valori şi $x_{me} = \frac{x_m + x_{m+1}}{2}$, dacă $n = 2m$ valori).

Împrăştierea medianelor este mai mare decât împrăştierea mediilor aritmetice ale eşantioanelor. Deci, mediana va duce la o apreciere mai puţin precisă a reglajului decât media aritmetică.

Se recomandă ca metoda medianei să fie utilizată când numărul

exemplarelor din eşantion este impar.

Calculul limitelor de control se va face diferit în următoarele cazuri:

- când se cunoaşte abaterea medie pătratică:

$$LCI = TC - 1{,}2533 \cdot Z\alpha \frac{\sigma}{\sqrt{n}} = TC - C\sigma$$
$$LCS = TC + 1{,}2533 \cdot Z\alpha \frac{\Sigma}{\sqrt{n}} = TC + C\sigma \qquad (34)$$

Valorile coeficientului $C = 1{,}2533 \cdot \frac{z\alpha}{\sqrt{n}}$ se dau în tabele.

Limitele de supraveghere se calculează cu relaţiile:

$$LSI = TC - 1{,}2533 \cdot Z_{0,05} \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{n}}$$
$$LSS = TC + 1{,}2533 \cdot Z_{0,05} \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{n}} \qquad (35)$$

- când se cunosc abaterile medii pătratice ale eşantioanelor:

$$LCI = TC - 1{,}2533 \cdot Z\alpha \cdot \frac{\bar{S}}{b_n\sqrt{n}}$$
$$LCS = TC + 1{,}2533\, Z\alpha \cdot \frac{\bar{S}}{b_n\sqrt{n}} \qquad (36)$$

- când se cunosc amplitudinile R_i ale mai multor eşantioane:

$$LCI = TC - 1{,}2533 \cdot Z\alpha \cdot \frac{\bar{R}}{a_n\sqrt{n}}$$
$$LCS = TC + 1{,}2533\, Z\alpha \cdot \frac{\bar{R}}{a_n\sqrt{n}} \qquad (37)$$

Scanned with OKEN Scanner

Valorile coeficientului $E = \frac{Z\alpha}{a_n\sqrt{n}}$ sunt date în tabele.

Interpretarea rezultatelor obţinute se face la fel ca la metoda mediei aritmetice, luându-se ca parametru al eşantionului mediana şi nu media.

❸ METODA ABATERII MEDII PĂTRATICE

Dacă procesul de fabricaţie se desfăşoară cu precizia care-i este caracteristică, abaterile medii pătratice ale eşantioanelor nu depăşesc o valoare determinată, numită **prag critic** ***Sp*****, sau limită de control superioară** ***LC(σ)*****.** Această limită de control se calculează cu relaţia:

$$LC(\sigma) = \chi_p \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{n-1}} \qquad (38)$$

sau $LC(\sigma) = \sigma \cdot F$, unde $F = \frac{\chi_p}{\sqrt{n-1}}$ este un factor ale cărui valori sunt date în tabele, pentru diferitele valori ale probabilităţii P şi ale numărului gradelor de libertate *(n-1);* χ_p - valorile repartiţiei χ^2 corespunzătoare probabilităţii P şi numărului de grade de libertate *(n-1);* $\chi_p = \sqrt{\chi^2}$.

Limita de supraveghere se calculează cu relaţia:

$$LS(\sigma) = \chi_{0,975} \frac{\sigma}{\sqrt{n-1}} \; . \qquad (39)$$

În cazul când nu se cunoaşte abaterea medie pătratică, dar se cunoaşte amplitudinea medie $\bar{R}$, limita de control este:

Scanned with OKEN Scanner

$$LC(\sigma) = \chi_p \cdot \frac{\bar{R}}{a_n \sqrt{n-1}} = G\bar{R} \qquad (40)$$

unde factorul $G = \chi_p (a_n \cdot \sqrt{n-1})$ este dat în tabele.

Controlul, prin această metodă, se realizează calculând abaterea medie pătratică S, a eşantionului şi se compară cu limita de control şi cea de supraveghere. Se pot întâlni următoarele situaţii:

- dacă $S \leq LS(\sigma)$, se consideră că procesul corespunde ca precizie şi poate continua;
- dacă $S > LC(\sigma)$, procesul nu corespunde ca precizie şi se opreşte pentru depistarea cauzei, iar produsele dintre cele două extrageri se acceptă numai după controlul bucată cu bucată;
- dacă $LS(\sigma) < S \leq LC(\sigma)$ se consideră o atenţionare, în sens că poate interveni o cauză sistematică care poate duce la scăderea preciziei şi deci, procesul trebuie supravegheat cu mai multă atenţie.

❹ METODA AMPLITUDINII ÎMPRĂŞTIERII

Amplitudinea împrăştierii R este un parametru de precizie, care se calculează uşor şi de aceea se utilizează, uneori, în practică în locul abaterii medii pătratice.

Dacă precizia maşinii este normală, valorile amplitudinii împrăştierii eşantioanelor, extrase în intervale de timp stabilite, nu depăşesc o valoare R_o dată. Această valoare se stabileşte din condiţia ca probabilitatea depăşirii ei să fie $\alpha \leq 0{,}05$, şi se numeşte limită de control.

Limita de control pentru amplitudinea eşantionului $LC(R)$ se calculează cu relaţia:

$$LC(R) = t\alpha/2 \cdot \sigma \qquad (41)$$

în care: $t\alpha/2$ reprezintă valoarea raportului R_o/σ corespunzătoare unui risc de $\alpha/2$ şi sunt date în tabele.

Scanned with OKEN Scanner

Limita de supraveghere este:

$$LC(R) = t\alpha/2 \cdot \frac{\bar{R}}{a_n} \qquad (42)$$

Valoarea a_n este dată în tabele.

Interpretarea rezultatelor se face la fel ca la metoda abaterii medii.

4.3.3 Controlul statistic prin atribute

În cazurile când caracteristicile de calitate nu se pot măsura sau sunt greu măsurabile, produsele se examinează, de cele mai multe ori, vizual şi se împart în corespunzătoare şi necorespunzătoare.

Prin controlul prin atribute se stabileşte numărul maxim de produse necorespunzătoare pe care le poate conţine un eşantion de mărime n, pentru a considera că procentul de rebuturi efectiv nu depăşeşte procentul admis.

Deoarece la controlul prin atribute se obţin mai puţine informaţii decât la controlul prin măsurare, este necesar ca numărul elementelor care compun eşantionul să fie mai mare (de obicei 20 - 60), pentru a se putea sesiza variaţiile mici ale procentului de rebut.

Controlul statistic prin atribute se poate aplica în două moduri:

- prin controlul procentului de produse necorespunzătoare;
- prin controlul numărului de produse necorespunzătoare.

Controlul procentului de produse necorespunzătoare se bazează pe ipoteza că procentul de produse necorespunzătoare din fiecare eşantion variază, de la un eşantion la altul, sub forma unei repartiţii binomiale.

Pentru control se determină numai limita de control superioară deoarece se urmăreşte ca procentul de control să fie cât mai mic.

Calculul limitei de control se face diferit în următoarele două cazuri:

① procentul de produse necorespunzătoare este cunoscut şi estimat, după rezultatele obţinute la fabricaţiile precedente, când se foloseşte relaţia:

Scanned with OKEN Scanner

$$LC(p) = p_0 + Z\alpha\sqrt{\frac{p_0(1-p_0)}{n}} \qquad (43)$$

în care: p este procentul real de produse necorespunzătoare;
p_0 - procentul admis de produse necorespunzătoare.

② Procentul de produse necorespunzătoare este necunoscut, când valoarea p_0 se estimează cu procentul mediu de produse necorespunzătoare $\bar{p}$, obţinut în urma analizei preliminare a procesului de producţie.

Numărul mediu de elemente necorespunzătoare găsite în v eşantioane examinate (fiecare cu n elemente) se calculează cu relaţia:

$$d = \frac{\sum_{i=1}^{v} d_i}{v} \qquad (44)$$

În care: d_i reprezintă numărul de elemente necorespunzătoare, găsite în proba i.

Procentul mediu de produse necorespunzătoare este:

$$\bar{p} = \frac{d}{n} = \frac{\sum_{i=1}^{v} d_i}{n} \qquad (45)$$

dacă numărul de exemplare din eşantioane este constant, şi

$$\bar{p} = \frac{\sum_{i=1}^{v} p_i \cdot n_i}{\sum_{i=1}^{v} n_i} \qquad (46)$$

dacă numărul exemplarelor din eşantioane este diferit.

Limita de control se calculează cu relaţia:

Scanned with OKEN Scanner

$$LC(p) = \bar{p} + Z\alpha \sqrt{\frac{p(1-p)}{n}} \qquad (47)$$

dacă numărul exemplarelor din eşantioane este constant, şi

$$LC(p) = \bar{p} + Z\alpha \sqrt{\frac{p(1-p)}{n_i}} \qquad (48)$$

dacă numărul de exemplare diferă de la un eşantion la altul.

Pentru control se procedează astfel:

- se extrag eşantioane de mărime n şi se calculează, pentru fiecare, procentul de produse necorespunzătoare p;
- dacă $p \leq LCS$, înseamnă că maşina lucrează corespunzător;
- dacă $p > LCS$, înseamnă că maşina nu mai lucrază cu procentul normal de produse necorespunzătoare; în acest caz se întrerupe fabricaţia pentru depistarea şi înlăturarea cauzei perturbatoare;
- dacă după mai multe eşantioane $\bar{p} \leq LCS$, se consideră că valoarea $\bar{p}$ nu este cea adevărată; în acest caz se recalculează $\bar{p}$ şi limita de control.

Controlul numărului de produse necorespunzătoare se bazează pe ipoteza că numărul de produse necorespunzătoare d_p conţinut într-un eşantion de mărime n are o repartiţie binomială.

Dacă se cunoaşte numărul admis de produse necorespunzătoare p_0, limita de control se calculează cu relaţia:

$$LC(np) = n \cdot p_0 + Z\alpha \sqrt{np_0(1-p_0)} \qquad (49)$$

sau, dacă numărul de produse necorespunzătoare este necunoscut:

Scanned with OKEN Scanner

$$LC(np) = n \cdot \bar{p} + Z\alpha\sqrt{n\bar{p}(1-\bar{p})} \qquad (50$$

unde $\bar{p}$ se calculează cu relaţiile (45) sau (46).

4.3.4 Controlul prin număr de defecte

Acest tip de control statistic se foloseşte când:

- defectele de un singur fel (după o anumită caracteristică a calităţii) sau defectele de mai multe feluri (după mai multe caracteristici), pe exemplar, apar relativ frecvent;
- defectele de un singur fel sau defectele de mai multe feluri, în eşantion apar relativ frecvent.

Controlul prin număr de defecte se referă numai la defectele dependente. În cazul când unele defecte sunt legate cu altele şi se condiţionează, acestea din urmă nu sunt numărate. Dacă defectele diferă mult ca importanţă, însumarea lor se realizează numai după ce se aplică coeficienţi de ponderare, funcţie de importanţa lor.

În cazul când interesează defectele pe exemplar, se extrag din producţia maşinii un număr de k eşantioane de mărime n şi se numără pe fiecare eşantion, de câte ori apar defectele urmărite.

Se calculează numărul u al defectelor pe exemplar, cu relaţia:

$$u = \frac{C}{n} \qquad (51)$$

în care C reprezintă numărul defectelor din eşantionul respectiv.

Numărul mediu $\bar{u}$ al defectelor pe exemplar, pentru toate cele k eşantioane, se determină cu relaţia:

$$\bar{u} = \frac{\sum_{i=1}^{k} u_i}{k} \qquad (52)$$

dacă mărimea n a eşantioanelor este constantă.

Scanned with OKEN Scanner

Limitele de control sunt date de relaţiile:

$$LCS = \bar{u} + Z\alpha\sqrt{\frac{u}{n}}$$
$$LCI = \bar{u} - Z\alpha\sqrt{\frac{u}{n}} \qquad (53)$$

Dacă eşantioanele au mărimi diferite $(n_1, n_2, \ldots.)$ se folosesc relaţiile:

$$\bar{u} = \frac{\sum_{i=1}^{k} C_i}{\sum_{i=1}^{k} n_i} \qquad (54)$$

$$LCS_{(i)} = \bar{u} + Z\alpha\sqrt{\frac{\bar{u}}{n_i}}$$
$$LCI_{(i)} = \bar{u} - Z\alpha\sqrt{\frac{\bar{u}}{n_i}} \qquad (55)$$

în care C_i reprezintă numărul de defecte din eşantionul i cu n_i elemente.

Pentru controlul calităţii pieselor prelucrate pe maşini-unelte, o importanţă deosebită o are stabilirea corectă a toleranţelor la dimensiune, a toleranţelor pentru abaterile de la formă geometrică şi de la poziţia reciprocă, a rugozităţii suprafeţelor cât şi măsurarea lor. Din acest motiv, partea următoare a cursului intitulată *"Toleranţe şi măsurători tehnice"*, îşi propune să prezinte criteriile de stabilire a toleranţelor şi principalele mijloace de măsurare folosite.

Scanned with OKEN Scanner

Capitolul II

PRECIZIA PRELUCRĂRII MECANICE

Precizia prelucrării pe maşini-unelte

Piesele utilizate în construcţia de maşini pot fi executate prin matriţare, prin turnare, prin aşchiere, etc.

Calitatea unei piese finite depinde de valorile efective ale parametrilor ei geometrici, fizico-mecanici şi economici şi este determinată, în principal, de precizia de prelucrare.

În procesul de prelucrare a semifabricatelor pe maşini-unelte, în vederea transformării lor în piese finite, intervin o serie de factori perturbatori, care împiedică obţinerea acestora, aşa cum au fost prevăzute de proiectant. Prin urmare, organele de maşini (piesele finite) nu pot fi obţinute riguros, aşa cum au fost concepute, ci cu o serie de abateri mai mici sau mai mari, dar inerente.

Principalii factori perturbatori, care intervin în procesul de prelucrare prin aşchiere, sunt:

- dimensiunile variabile ale semifabricatelor;
- neomogenitatea materialului prelucrat;
- rigiditatea insuficientă a sistemului MUSDP;
- temperatura variabilă care apare în procesul de prelucrare;
- uzura sculelor aşchietoare;
- instabilitatea reglajului poziţional sculă-piesă;
- imprecizii şi nestabilităţi în reglajul cinematic al maşinii şi alţii.

Scanned with OKEN Scanner

Prin **precizia de prelucrare** se înţelege gradul de corespondenţă între elementele geometrice ale piesei finite, obţinute în urma prelucrării şi aceleaşi elemente, prevăzute de proiectant pe desen.

Cunoaşterea abaterilor de prelucrare şi a cauzelor care le determină, dă posibilitatea aprecierii preciziei organelor de maşini şi creşterii acestei precizii, prin diminuarea efectelor factorilor perturbatori.

Abaterile de prelucrare se împart în:

❶ abateri de la dimensiune;

❷ abateri de la forma geometrică, care pot fi:

- macrogeometrice;
- ondulaţii;
- microgeometrice;

❸ abateri de la poziţia reciprocă.

1. Precizia dimensiunilor şi abaterilor de la dimensiune

Prin precizia dimensiunilor se înţelege gradul de corespondenţă între dimensiunea rezultată în urma prelucrării şi dimensiunea stabilită de proiectant pe desen. Se definesc următoarele dimeniuni şi abateri (fig. 2.1).

- **Dimensiunea nominală N,** definită ca dimensiunea obţinută în urma calculelor de rezistenţă şi rotunjită la valori standardizate (STAS 75-62).
- **Dimensiunea efectivă E,** este dimensiunea obţinută în urma măsurării cu ajutorul unui mijloc de măsurare. Ea este afectată de erorile de măsurare.

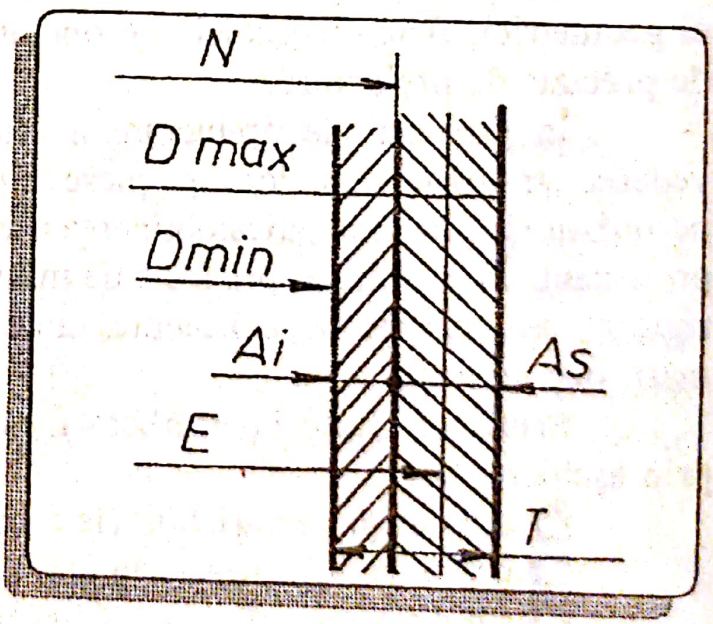


Fig. 2.1 Dimensiuni şi abateri de la dimensiune

- **Dimensiunea reală R,** este dimensiunea rezultată în urma prelucrării. Ea rămâne întotdeauna necunoscută, dar poate fi aproximată cu suficientă precizie, printr-un număr mare de măsurători, ca medie a dimensiunilor efective obţinute.
- **Dimensiunea limită maximă D_{max} şi dimensiunea limită minimă D_{min}** numite şi: dimensiune maximă prescrisă, respectiv dimensiune minimă prescrisă, reprezintă dimensiunile între care trebuie să fie cuprinse valorile efective pentru ca piesele să corespundă rolului funcţional. Adică:

$$D_{min} \le E \le D_{max} \qquad (1)$$

- **Abaterea de fabricaţie (A_f),** egală cu diferenţa dintre dimensiunea reală şi dimensiunea nominală:

$$A_f = R - N \qquad (2)$$

- **Abaterea efectivă (A_e),** egală cu diferenţa dintre dimensiunea efectivă şi dimensiunea nominală:

$$A_e = E - N \qquad (3)$$

- **Eroarea de măsurare (e),** egală cu diferenţa dintre dimensiunea efectivă şi dimensiunea reală:

$$e = E - R \qquad (4)$$

- **Abaterea limitată superioară** sau, mai scurt, **abaterea superioară (A_s),** egală cu diferenţa dintre dimensiunea (valoarea) maximă prescrisă şi dimensiunea nominală:

$$A_s = D_{max} - N \qquad (5)$$

- **Abaterea limită inferioară sau abaterea inferioară (A_i),** egală cu diferenţa dintre dimensiunea (valoarea) prescrisă şi dimensiunea nominală:

$$A_i = D_{min} - N \qquad (6)$$

Ca şi între diferitele valori ale dimensiunii (rel. 1), între abaterile A_s, A_i şi A_e, există relaţia:

$$A_i \le A_e \le A_s \qquad (7)$$

Diferenţa dintre dimensiunea limită maximă şi dimensiunea limită minimă constituie toleranţa T a dimensiunii respective:

$$T = D_{max} - D_{min} = A_s - A_i \qquad (8)$$

Suprafaţa cuprinsă între linia dimensiunii maxime şi linia dimensiunii minime se numeşte câmp de toleranţă. Deci, pentru ca o piesă să fie considerată corespunzătoare, este necesar ca abaterile (şi de la forma geometrică) să fie incluse în câmpul de toleranţă.

1.1. Arbori, alezaje, ajustaje

În metrologie, prin **arbore** se înţelege o suprafaţă exterioară a unei piese, care va fi cuprinsă într-o suprafaţă interioară numită **alezaj.** Două exemple sunt date în fig.2.2.

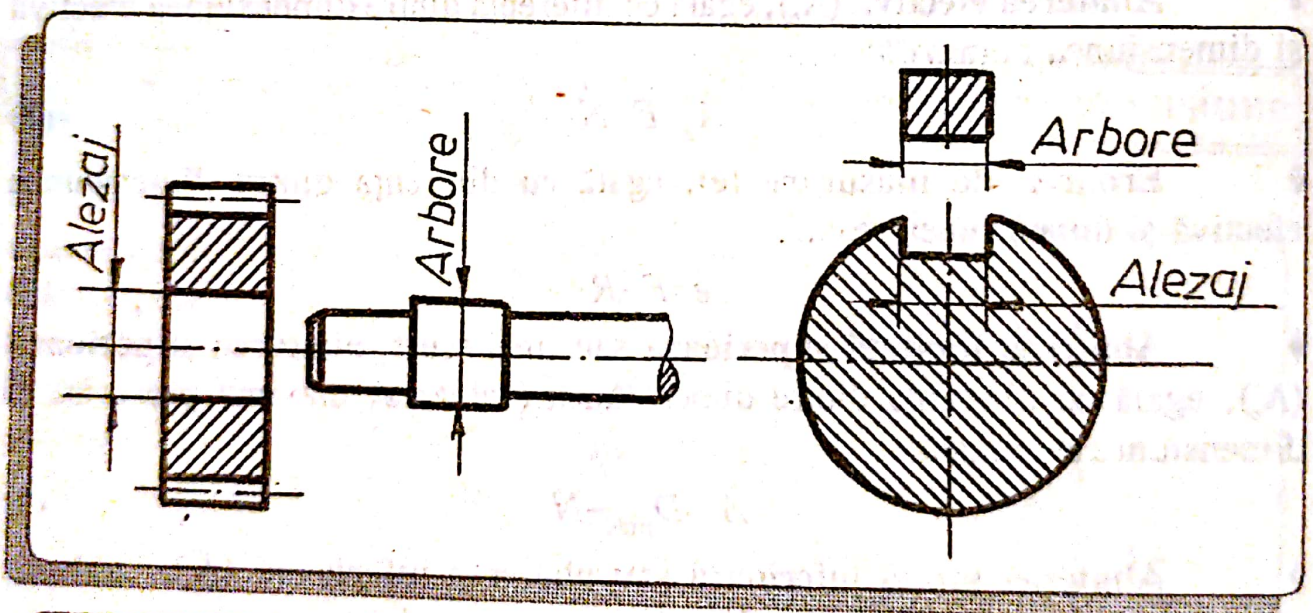


Fig.2.2. Exemple de "arbore" şi "alezaj"

Legătura care se stabileşte între roată şi ax, pană şi arbore, prin asocierea lor, se numeşte **îmbinare.** Îmbinările pot fi: uşor demontabile, greu demontabile şi nedemontabile, în funcţie de faptul dacă între suprafeţele în contact există joc sau strângere (fig.2.3).

Scanned with OKEN Scanner

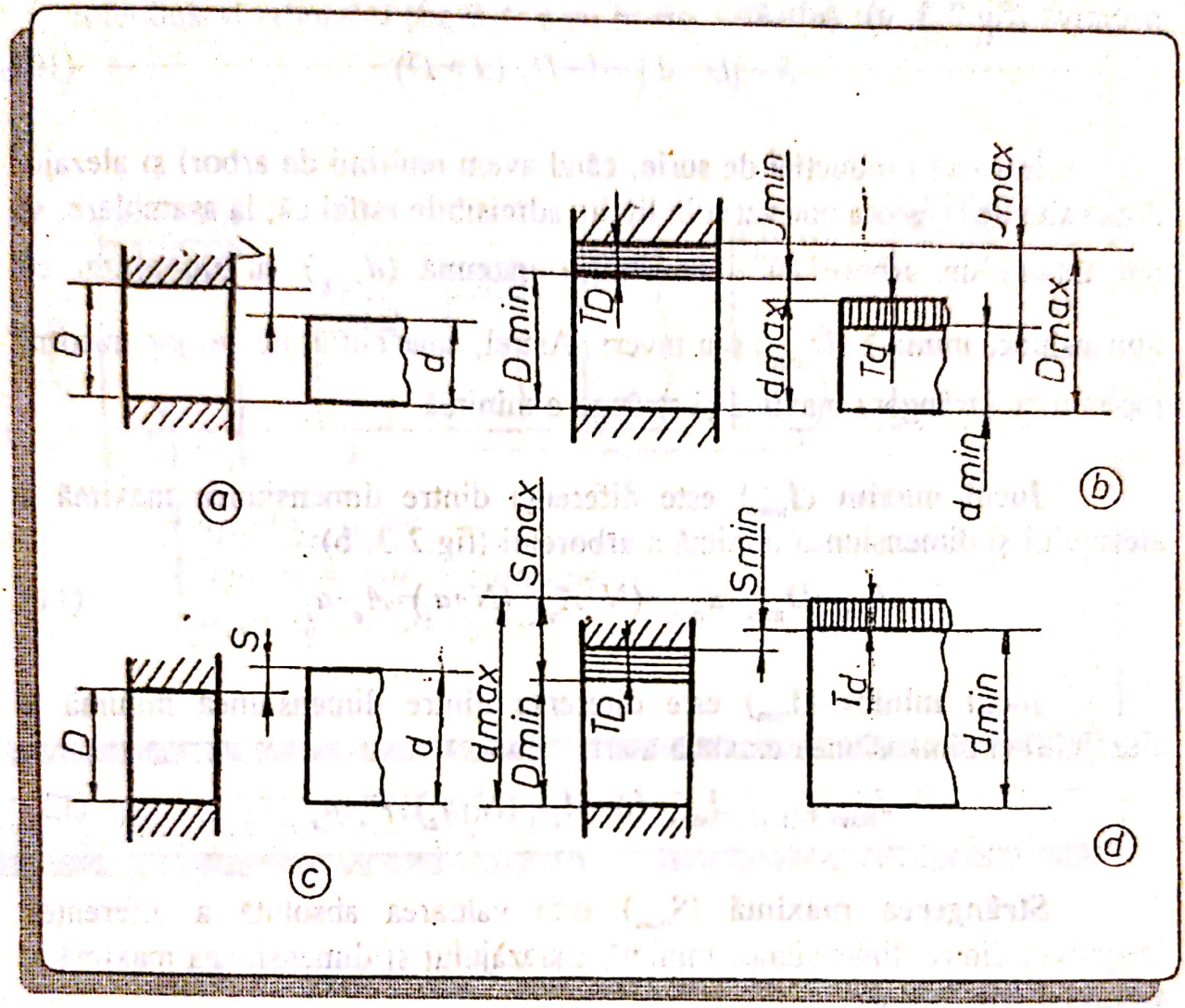


Fig.2.3. Parametrii unei îmbinări
a, b, - cu joc;
c, d, - cu strângere

Jocul J se defineşte ca diferenţă, înainte de asamblare, dintre dimensiunile alezajului şi arborelui, în cazul când această diferenţă este pozitivă (fig.2.3, a). Adică:

$$J = D - d, \ (D > d) \qquad (9)$$

Strângerea S este valoarea absolută a diferenţei, înainte de asamblare, dintre dimensiunile alezajului şi arborelui, în cazul când această diferenţă este

negativă (fig.2.3, c). Adică:

$$S = |D - d| = d - D, \ (d > D) \tag{10}$$

În cazul producţiei de serie, când avem mulţimi de arbori şi alezaje, dimensiunile acestora vor varia în limite admisibile astfel că, la asamblare, se pot întâlni un arbore cu dimensiunea maximă (d_{max}) cu un alezaj cu dimensiunea minimă (D_{min}) sau invers. Astfel, apar noţiunile de: joc maxim, joc minim, strângere maximă şi strângere minimă.

Jocul maxim (J_{max}) este diferenţa dintre dimensiunea maximă a alezajului şi dimensiunea minimă a arborelui (fig.2.3, b):

$$J_{max} = D_{max} - d_{min} = (N + A_s) - (N + a_i) = A_s - a_i \tag{11}$$

Jocul minim (J_{min}) este diferenţa dintre dimensiunea minimă a alezajului şi dimensiunea maximă a arborelui

$$J_{min} = D_{min} - d_{max} = (N + A_i) - (N + a_s) = A_i - a_s \tag{12}$$

Strângerea maximă (S_{max}) este valoarea absolută a diferenţei (negative) dintre dimensiunea minimă a alezajului şi dimensiunea maximă a arborelui (fig.2.3, d):

$$S_{max} = |D_{min} - d_{max}| = d_{max} - D_{min} = (N + a_s) - (N + A_i) = a_s - A_i \tag{13}$$

Strângerea minimă (S_{min}) este valoarea absolută a diferenţei (negative) dintre dimensiunea maximă a alezajului şi dimensiunea minimă a arborelui:

$$S_{min} = |D_{max} - d_{min}| = d_{min} - D_{max} = (N + a_i) - (N + A_s) = a_i - A_s \tag{14}$$

Relaţia dintre alezaj şi arbore, după executarea îmbinării, se numeşte ajustaj şi se referă la mărimea jocului şi strângerii. Se deosebesc:

Ajustaje cu joc ● ajustajele la care înainte de asamblare, dimensiunea oricărui alezaj este mai mare decât dimensiunea oricărui arbore; câmpul de toleranţă al alezajului se află, în întregime, deasupra câmpului

toleranţă al arborelui (fig.2.4: a cu b; fig.2.5: a cu b).

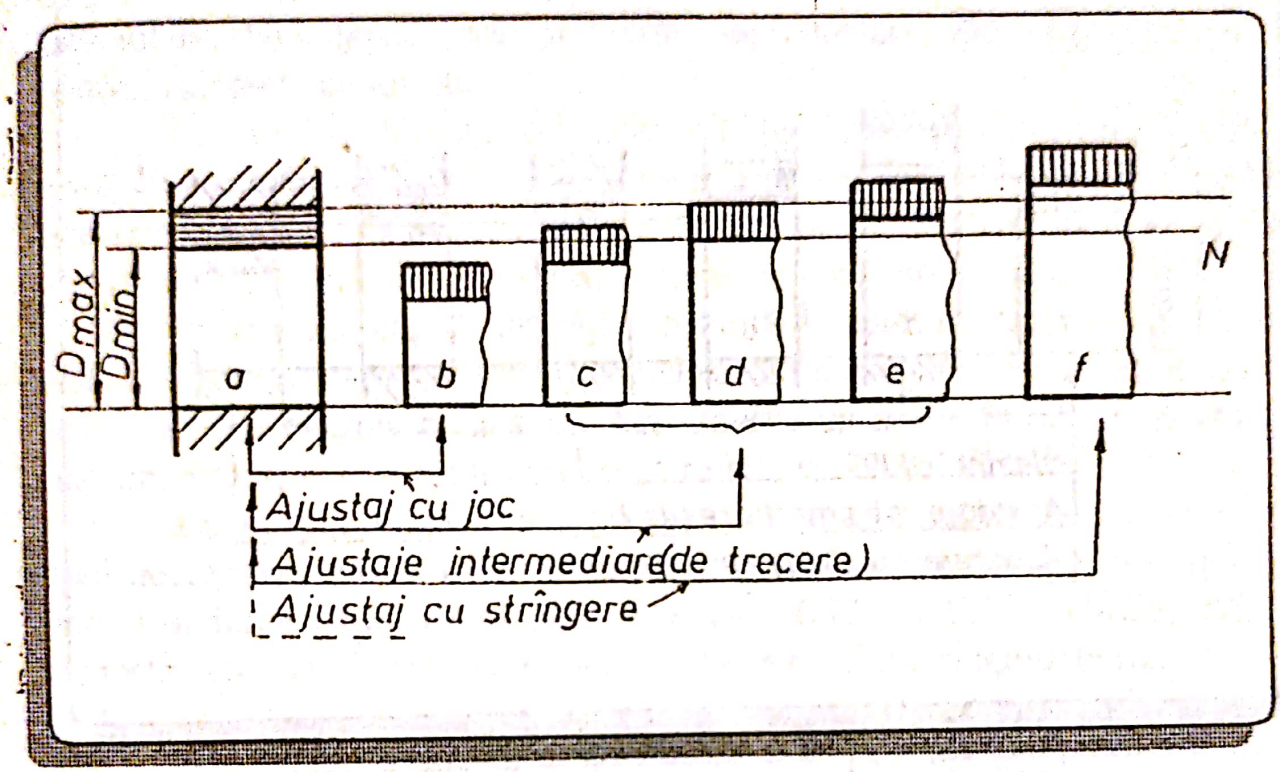


Fig.2.4. Ajustaje în sistemul alezaj unitar

Toleranţa ajustajului cu joc (toleranţa jocului) este:

$$T_{aj}=J_{max}-J_{min} \tag{15}$$

$$T_{aj}=(D_{max}-d_{min})-(D_{min}-d_{max})=(D_{max}-D_{min})+(d_{max}-d_{min})=T_A+T_a \tag{16}$$

Ajustaje cu strângere ● ajustajele la care, înainte de asamblare, dimensiunea oricărui alezaj este mai mică decât dimensiunea oricărui arbore; câmpul de toleranţă al alezajului se află, în întregime, sub câmpul de toleranţă al arborelui (fig.2.4: a cu f şi fig.2.5: a cu f).

Toleranţa ajustajului cu strângere (toleranţa strângerii) este:

$$T_{aj}=S_{max}-S_{min} \tag{17}$$

$$T_{aj}=(d_{max}-D_{min})-(d_{min}-D_{max})=(D_{max}-D_{min})+(d_{max}-d_{min})=T_A+T_a \tag{18}$$

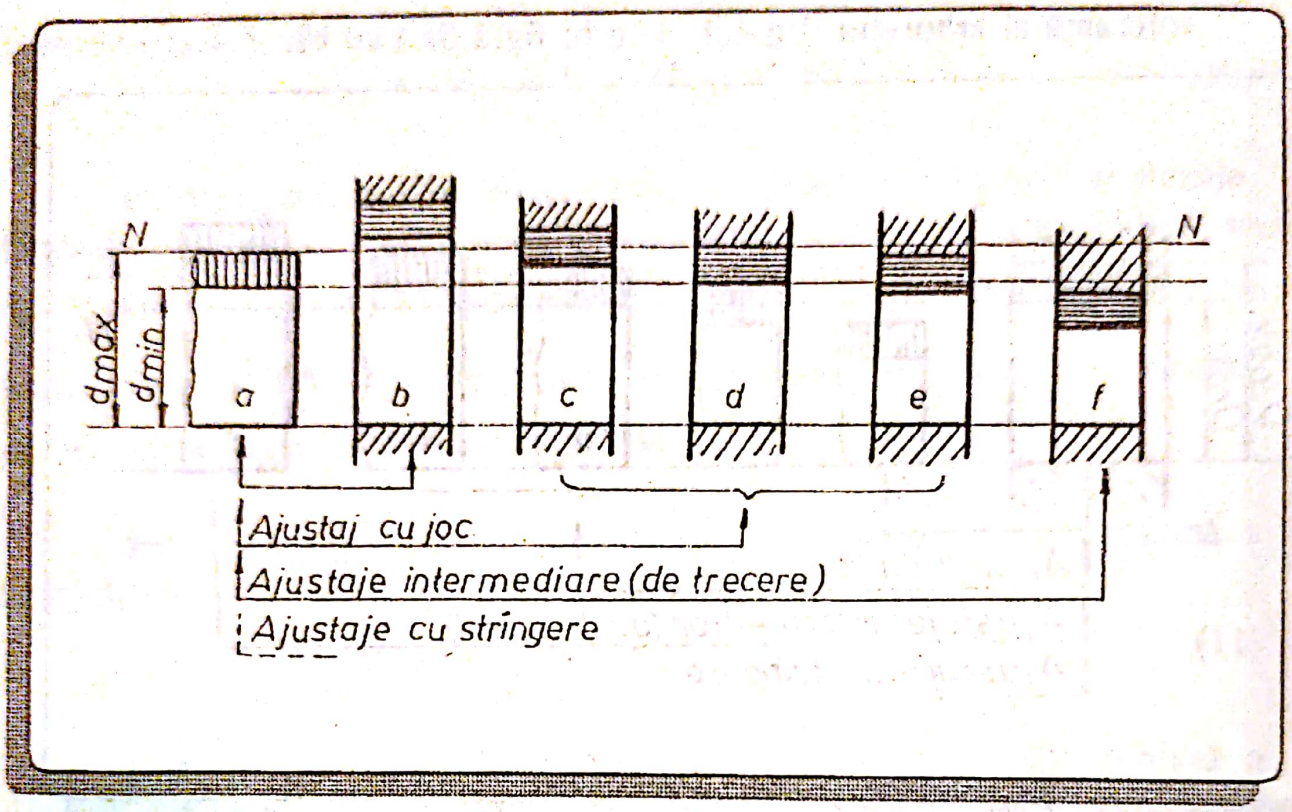


Fig.2.5. Ajustaje în sistemul arbore unitar

Ajustajele intermediare (de trecere) ● ajustajele la care în urma asamblării se pot obţine atât jocuri cât şi strângeri; câmpul de toleranţă al alezajului se suprapune parţial sau total peste câmpul de toleranţă al arborelui (fig.2.4: a cu c, d şi e şi fig.2.5: a cu e, d şi e).

Toleranţa ajustajului intermediar este:

$$T_{aj} = J_{max} + S_{max} \tag{19}$$

$$T_{aj} = (D_{max} - d_{min}) + (d_{max} - D_{min}) = (D_{max} - D_{min}) + (d_{max} - d_{min}) = T_A + T_a \tag{20}$$

1.2. Interschimbabilitatea

Construcţia modernă de maşini şi aparate, în producţia de serie, impune confecţionarea pieselor sau subansamblelor de către lucrători diferiţi, în ateliere sau întreprinderi diferite sau chiar în ţări diferite. În aceste condiţii

este necesar ca, aceste piese şi subansamble, să se poată monta, luate la întâmplare, fără ajustări sau prelucrări suplimentare. De exemplu: şurub, piston, rulment, motor etc.

Interschimbabilitatea este principiul tehnico-economic, care constă în posibilitatea înlocuirii unui organ de maşină sau subansamblu cu altul similar, luat la întâmplare, fără a necesita ajustări sau prelucrări suplimentare şi fără a perturba buna funcţionare a ansamblului, în care este montat.

Pentru asigurarea interschimbabilităţii, este necesar ca, diferitele dimensiuni ale pieselor şi subansamblelor, să fie executate în anumite limite, adică să fie prevăzute cu abateri. Aceasta este un motiv în plus şi poate cel mai important, care a făcut necesar să se lucreze cu toleranţe.

La început, unificarea toleranţelor a avut un caracter intern, de uzină, apoi necesitatea cooperării pe plan naţional şi internaţional a impus apariţia unor standarde naţionale (*STAS* - România, *OST* - *GOST* - URSS, *CSN* - Cehoslovacia, *DIN* - Germania, *ASA* - USA etc.) şi internaţionale *(ISA* şi apoi *ISO).*

Interschimbabilitatea atrage după sine o serie de avantaje economice şi organizatorice, iar odată introdusă devine obligatorie pentru întregul proces de producţie, de la materia primă la produsul finit.

Ca avantaje economice se pot enumera: scăderea preţului de cost şi a timpului necesar pentru repararea utilajelor; controlul pieselor prevăzute cu toleranţe se poate face cu calibre, necesitând un timp redus pentru control şi folosind personal cu calificare redusă.

Avantajele organizatorice sunt: procesul de producţie poate fi organizat în flux; simplifică trecerea producţiei de la un produs la altul; oferă posibilitatea executării diferitelor piese în întreprinderi diferite; oferă posibilitatea colaborării internaţionale.

1.3. Sistem de toleranţe şi ajustaje. Caracteristici generale.

Prin sistem de toleranţe şi ajustaje se înţelege ansamblul toleranţelor şi ajustajelor stabilite pe bază de experienţă şi devenite obligatorii prin lege.

Orice sistem de toleranţe şi ajustaje, naţional sau internaţional, prezintă următoarele caracteristici generale: sistemul de ajustaje, poziţia câmpului de toleranţă unitar, simbolizarea şi caracterizarea unui câmp de

Scanned with OKEN Scanner

toleranţă, simbolizarea ajustajului, trepte de precizie, legătura dintre toleranţă şi dimensiune, mărimea toleranţei, zone de dimensiuni, regimul termic.

Sistemul de ajustaje. Pentru realizarea diferitelor ajustaje se pot folosi două soluţii:

- asociind diferiţi arbori cu un alezaj unic (alezaj unitar), (fig.2.4); sistemul de ajustaje astfel obţinut este numit "sistem alezaj unitar";
- asociind alezaje diferite cu un arbore unic (arbore unitar) (fig.2.5); sistemul de ajustaje, astfel obţinut este numit :"sistem arbore unitar".

Ambele sisteme s-au dovedit necesare, având în vedere multitudinea de situaţii tehnice posibile. Totuşi, sistemul alezaj unitar este preferat, datorită unor avantaje economice. Astfel, în sistemul alezaj unitar sunt necesare un alezor şi un calibru tampon, pentru executarea alezajului unic, iar pentru executarea diferiţilor arbori sunt necesare un cuţit de strung şi atâtea calibre furcă câţi arbori sunt.

În sistemul arbore unitar sunt necesare un cuţit de strung şi un calibru furcă pentru executarea arborelui unic, iar pentru executarea diferitelor alezaje, câte un alezor şi un calibru tampon, pentru fiecare alezaj. Deoarece, în general, alezoarele sunt scule scumpe, se preferă sistemul alezaj unitar.

Există însă situaţii, când sistemul alezaj unitar este neaplicabil sau chiar neeconomic şi anume:

- la arbori lungi, folosiţi la maşini textile şi agricole, care se obţin prin tragere la rece, prelucrarea lor în trepte, prin aşchiere, fiind dificilă;
- în cazul când între două ajustaje cu strângere se impune un ajustaj cu joc (de exemplu: îmbinarea piston-bolţ-cap bielă);
- în mecanica fină, unde prelucrarea alezajelor mici este mai uşoară decât prelucrarea arborilor mici şi altele.

În aceste cazuri, se foloseşte sistemul arbore unitar.

Poziţia câmpului de toleranţă unitar. Reprezentarea grafică a toleranţei se face într-un sistem de coordonate carteziene, ce are ca abscisă linia dimensiunii nominale (linia zero) N-N, iar ca ordonată valoarea abaterilor de la această dimensiune. Câmpul de toleranţă al suprafeţei unitare, arbore sau alezaj, poate fi cu aşezare simetrică sau asimetrică faţă de această linie.

In practică, se folosesc ambele soluţii, aşezarea asimetrică fiind mai

avantajoasă, datorită faptului că oferă o mai mare stabilitate a caracterului ajustajului, când arborele nu este de aceeaşi precizie cu alezajul.

Simbolizarea şi caracterizarea câmpului de toleranţă. Un câmp de toleranţă se simbolizează: ◘ cu o literă sau cu două litere mari pentru alezaje şi ◘ cu o literă sau două litere mici pentru arbori.

Pentru caracterizarea completă a unui câmp de toleranţă, după litera sau grupul de două litere, care indică acest câmp, este scrisă o cifră care indică treapta de precizie (fig.2.6). Litera (literele) indică distanţa minimă faţă de linia dimensiunii nominale, iar cifra, mărimea lăţimii acestui câmp.

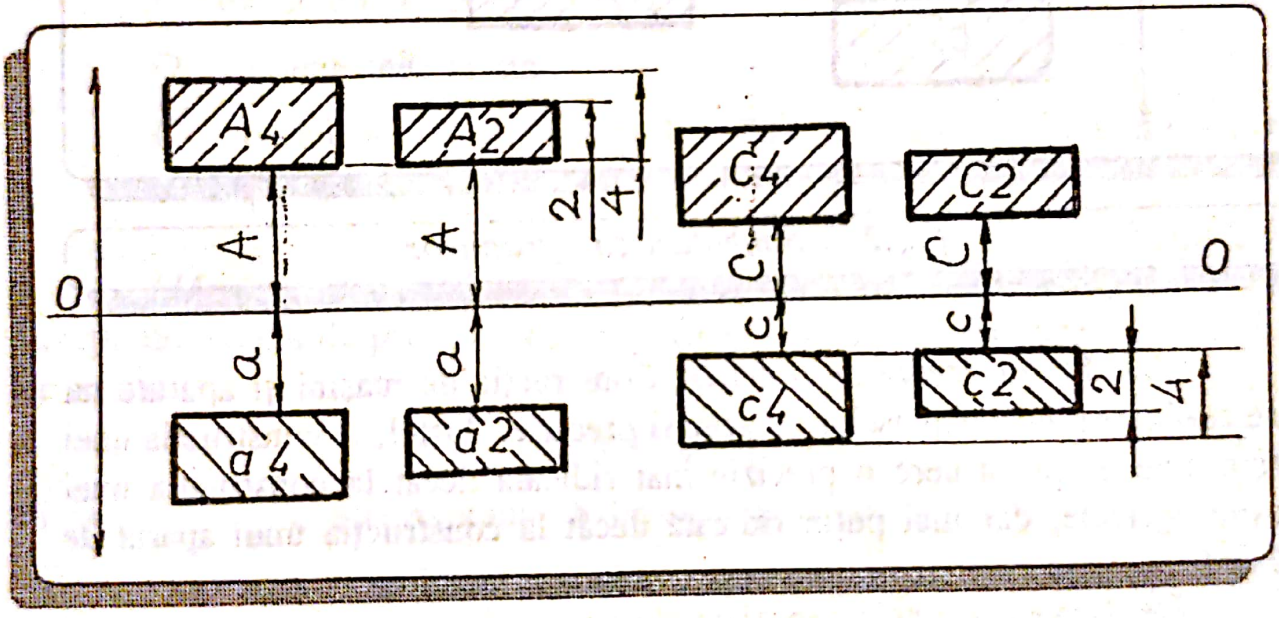


Fig.2.6. Simbolizarea câmpurilor de toleranţă

Simbolizarea ajustajului. Un ajustaj se simbolizează sub forma unui raport între alezaj şi arbore, dintre care unul este unitar (fig.2.7).

Pentru exemplele din fig.2.7, ajustajul în sistemul alezaj unitar se va simboliza:

$$\frac{\textit{Alezaj unitar - treapta de precizie}}{\textit{Arbore - treapta de precizie}} \rightarrow \frac{H7}{b7}$$

Ajustajul în sistemul arbore unitar, se va nota:

$$\frac{\text{Alezaj - treaptă de precizie}}{\text{Arbore - unitar - treapta de precizie}} \Rightarrow \frac{J7}{h7}$$

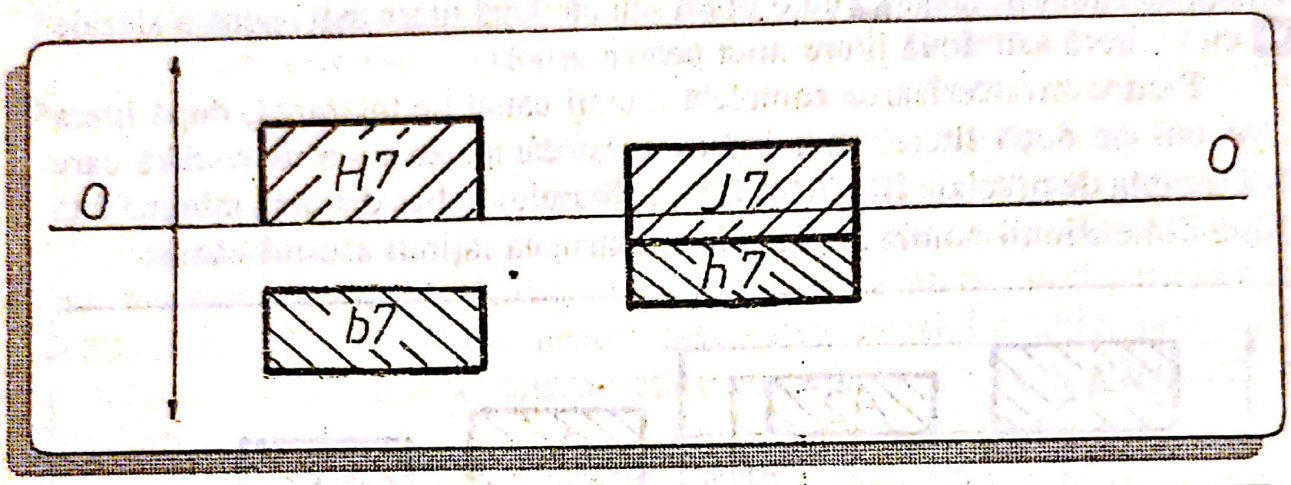


Fig.2.7. Simbolizarea ajustajelor

Calităţi sau trepte de precizie. Construcţia de maşini şi aparate nu cere realizarea tuturor pieselor cu aceiaşi precizie. Astfel, la construcţia unei maşini-unelte, se va cere o precizie mai ridicată decât la construcţia unei maşini agricole, dar mai puţin ridicată decât la construcţia unui aparat de măsură.

De asemenea, unele suprafeţe ale aceleiaşi piese sunt executate mai precis decât altele, care nu au rol funcţional.

Prin urmare între precizia cea mai ridicată, cerută de anumite mijloace de măsurare şi precizia cea mai scăzută, cerută de unele piese obţinute prin turnare, se stabilsc un număr suficient de trepte de precizie, astfel ca precizia oricărei piese, să poată fi încadrată într-o anumită treaptă.

Numărul treptelor de precizie variază în funcţie de natura suprafeţelor în discuţie şi de nivelul tehnologic al fiecărie ţări.

Treptele de precizie se întâlnesc sub denumirile de precizii, calităţi, clase de precizie sau trepte de toleranţă.

Legătura dintre toleranţă şi dimensiune. Experienţa a demonstrat că diferite dimensiuni, nu se pot obţine în limitele aceleaşi toleranţe. Din acest motiv, s-au stabilit relaţii care leagă toleranţa de dimensiune. Această legătură se realizează, în general, prin intermediul unităţii de toleranţă, care se exprimă prin relaţii de forma:

$$i = A\sqrt[x]{D} + C.D \quad [\mu m] \tag{21}$$

unde: A este un coeficient care depinde de nivelul preciziei tehnologice generale şi ia valori între 0,4-0,5;

x - indicele radicalului, x = 2,5-3,5;

D - dimensiunea în mm;

C - coeficient care ţine seama de influenţa variaţiilor de temperatură în timpul măsurării.

Mărimea toleranţei pentru o dimensiune oarecare se stabileşte în funcţie de treapta de precizie şi de valoarea dimensiunii, pe baza unei relaţii de forma:

$$T = n \cdot i \quad [\mu m] \tag{22}$$

în care: T este toleranţa la dimensiune în μm;

n - coeficient care ţine seama de treapta de precizie;

i - unitatea de toleranţă în μm.

Zone de dimensiuni. Folosind relaţia $T = n \cdot i$ se constată că pentru dimensiuni apropiate, toleranţele au de asemenea, valori apropiate. Ca urmare, dimensiunile au fost împărţite în zone de dimensiuni, ca de exemplu: până la 3, 3-6; 6-10; 10-18; 18-30; 30-50; 50-80; 80-120 etc. Toate dimensiunile din aceeaşi zonă vor primi aceeaşi toleranţă dată de relaţia $T = n \cdot i$, cu i dată de relaţia (21), în care D reprezintă media aritmetică sau geometrică a limitelor zonei de dimensiuni.

Scanned with OKEN Scanner

Regimul termic. Deoarece dimensiunile pieselor variază în funcţie de temperatură, măsurările se vor efectua la o temperatură standard, care este, în general, 20^0C. Dacă măsurările se efectuează la o altă temperatură, rezultatele vor fi prevăzute cu corecţiile necesare.

2. Precizia formei geometrice

Precizia formei geometrice este definită ca gradul de corespondenţă între forma elementelor geometrice, rezultată în urma prelucrării şi forma aceloraşi elemente, prevăzută de proiectant pe desen.

În construcţia organelor de maşini se întâlnesc următoarele elemente geometrice: linia dreaptă, planul, cercul, cilindrul, conul, sfera, linii sau suprafeţe de referinţă.

Datorită impreciziilor din sistemul maşină-unealtă-sculă-dispozitiv-piesă, forma acestor elemente geometrice nu se obţine cu exactitate ci cu abateri.

Abaterile de la forma geometrică se împart în: abateri macrogeometrice, ondulaţii şi abateri microgeometrice.

2.1. Abateri macrogeometrice

Pentru definirea abaterilor de formă macrogeometrice, se cer precizate câteva noţiuni şi anume:

- **Profil** - conturul rezultat prin intersecţia unei suprafeţe cu un plan.
- **Profil real,** definit ca intersecţie dintre o suprafaţă reală şi un plan cu orientare dată.
- **Profil geometric** sau **profil nominal** - conturul rezultat prin intersecţia suprafeţei geometrice (nominale) cu un plan.
- **Profil adiacent** - profilul de aceeaşi formă cu profilul geometric tangent exterior la profilul real şi aşezat astfel încât distanţa dintre acesta şi profilul real să aibă valoarea minimă.

Scanned with OKEN Scanner

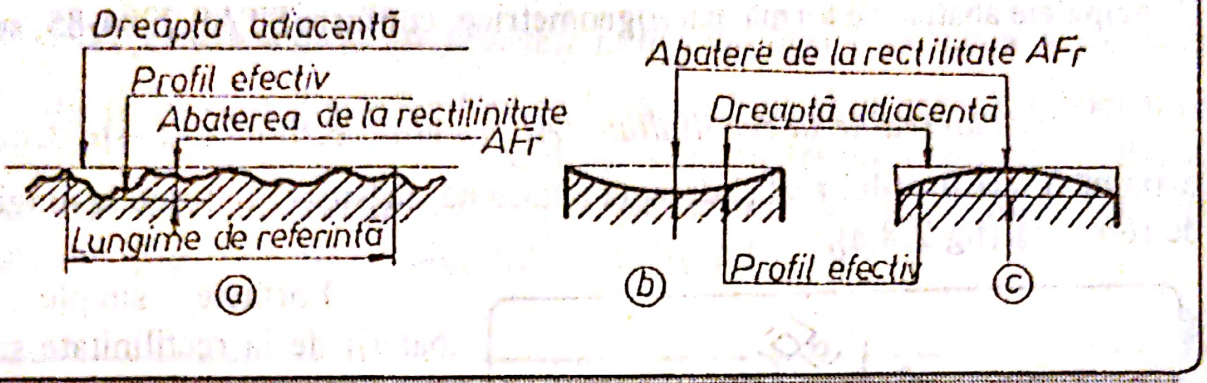


Fig.2.8. Abaterea de la rectilinitate AF_r

- **Profil efectiv** - profilul obţinut prin măsurare, apropiat de profilul real.

- **Suprafaţa reală** a piesei este suprafaţa care limitează piesa şi o separă de mediul înconjurător.

- **Suprafaţa geometrică** sau **suprafaţa nominală** - suprafaţa ideală a cărei formă nominală este definită în desen şi (sau) în documentaţia tehnică.

- **Suprafaţa adiacentă** - suprafaţa de aceeaşi formă cu suprafaţa geometrică, tangentă exterior la suprafaţa reală şi aşezată astfel încât distanţa dintre acesta şi suprafaţa reală să aibă valoarea minimă.

- **Lungimea de referinţă** - lungimea în limitele căreia se determină abaterea de formă. Aceasta se stabileşte de către proiectant şi poate fi egală cu întreaga lungime considerată a profilului real sau cu o porţiune determinată a lungimii considerate.

- **Suprafaţa de referinţă** - suprafaţa în raport cu care se determină abaterea de formă. Ea poate fi egală cu întreaga suprafaţa considerată a piesei sau cu o porţiune determinată din aceasta.

Scanned with OKEN Scanner

Suprafaţa efectivă a piesei este suprafaţa obţinută prin măsurare, apropiată de suprafaţa reală.

Principalele abateri de formă macrogeometrice, conform STAS 7384-85, sunt:

a) Abaterea de la rectilinitate (AF_r) sau nerectilinitatea este distanţa maximă dintre profilul real şi dreapta adiacentă, măsurată în limitele lungimii de referinţă (fig.2.8,a).

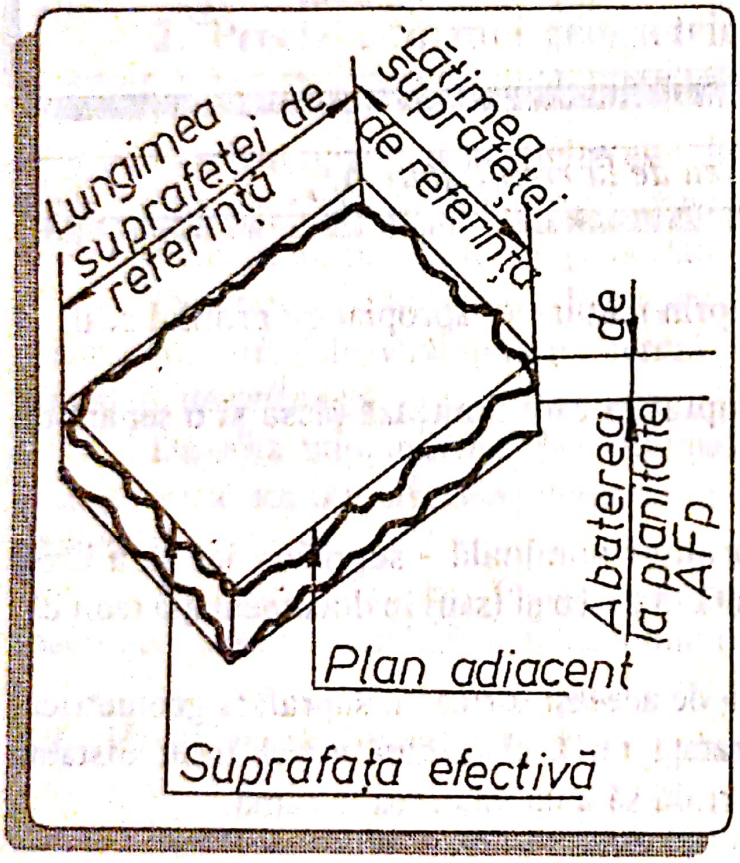


Fig.2.9. Abaterea de la planeitate AF_p

Formele simple ale abaterii de la rectilinitate sunt: concavitatea (fig.2.8,b) şi convexitatea (fig.2.8,c).

Toleranţa la rectilinitate (TF_r) este valoarea maximă admisă a abaterii de la rectilinitate.

Zona toleranţei la rectilinitate este suprafaţa cuprinsă între dreapta adiacentă şi o dreaptă paralelă cu aceasta, situată la o distanţă egală cu toleranţa la rectilinitate.

b) Abaterea de la planitate (TF_p) sau neplanitatea este distanţa maximă dintre suprafaţa reală şi planul adiacent (fig.2.9), măsurată în limitele suprafeţei de referinţă. Formele simple ale abaterii de la planitate sunt concavitatea şi convexitatea.

Toleranţa la planitate (TF_p) este valoarea maximă admisă a abaterii de la planitate.

Zona toleranţei la planitate este cuprinsă între planul adiacent şi un

plan paralel cu acesta situat la o distanţă egală cu toleranţa la planitate.

c) Abaterea de la circularitate (AF_c) sau necircularitatea se defineşte ca distanţa maximă dintre profilul real, în secţiune transversală a unei piese cilindrice, şi cercul adiacent al aceleaşi secţiuni transversale (fig.2.10, a). Cele mai des întâlnite forme simple ale abaterii de la circularitate sunt ovalitatea (fig.2.10, b) şi poligonalitatea (fig.2.10, c).

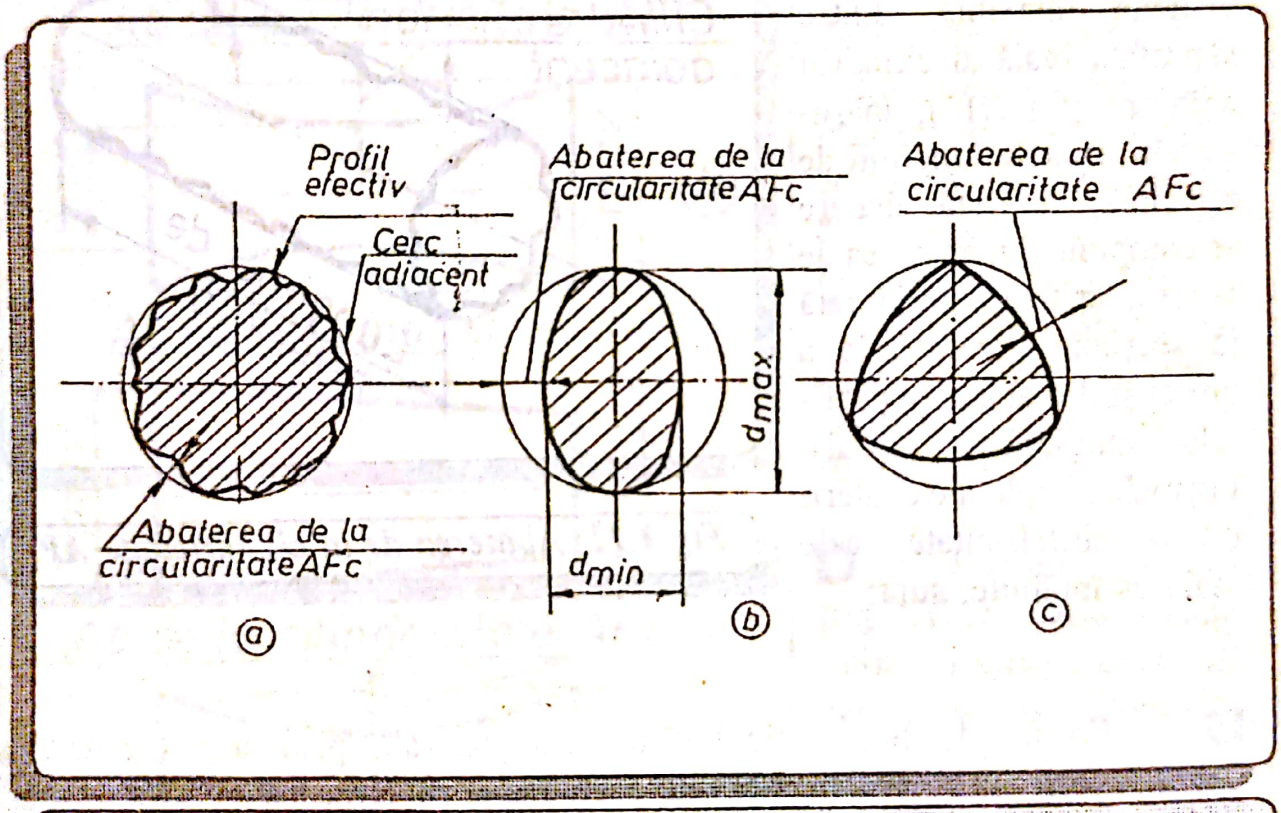


Fig.2.10. Abaterea de circularitatea AF_c

Prin **ovalitate** se înţelege forma aproximativ elipsoidală, în secţiune transversală, a pieselor cilindrice.

$$O_v = d_{max} - d_{min} = 2AF_c \qquad (23)$$

Prin **poligonalitate** se înţelege forma aproximativ poligonală, în secţiune transversală, a pieselor cilindrice. Toleranţa la clindricitate (TF_c) este

valoarea maximă admisă a abaterii de la circularitate. Zona toleranţei la cilindricitate este cuprinsă între cercul adiacent şi un cerc concentric cu acesta, având raza mai mică (la arbori) sau mai mare (la alezaje) cu valoarea toleranţei la circularitate.

d) Abaterea de cilindricitate sau necilindricitatea se defineşte ca distanţa maximă dintre suprafaţa reală şi cilindrul adiacent (fig.2.11), măsurată în limitele lungimii de referinţă. Această abatere se compune din abaterea de la circularitate, considerată în secţiune transversală a piesei şi din abaterea profilului longitudinal (axial). Formele simple ale abaterii de la cilindricitate, cele mai des întâlnite, sunt:

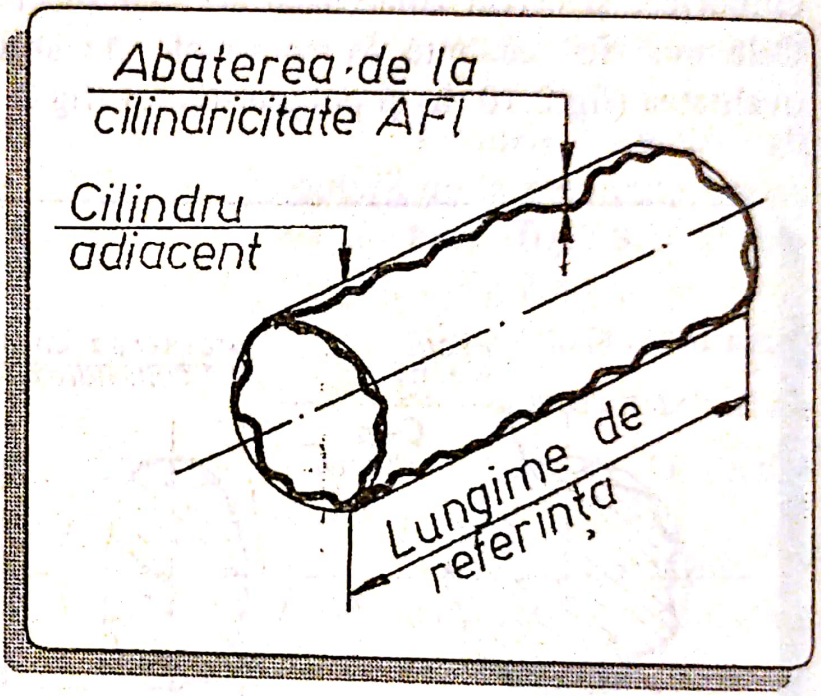


Fig.2.11. Abaterea de la cilindricitate AF_l

- Forma de butoi (fig.2.12,a), caracterizată prin forma curbă a generatoarelor profilului longitudinal real, diametrul crescând de la extremităţi spre mijlocul acestuia. Valoric, mărimea formei butoi este egală cu diferenţa dintre diametrul maxim şi cel minim, adică cu dublul abaterii de la cilindricitate. Această formă apare la prelucrarea cu fixare între vârfuri a arborilor lungi, datorită rigidităţii scăzute pe direcţie transversală. În procesul de prelucrare, componenta transversală a forţei de aşchiere P_y, determină deformarea arborelui. Deformaţia maximă va fi la mijloc, unde adâncimea de aşchiere va fi cea mai mică şi deci arborele va rezulta cu diametrul maxim.

Scanned with OKEN Scanner

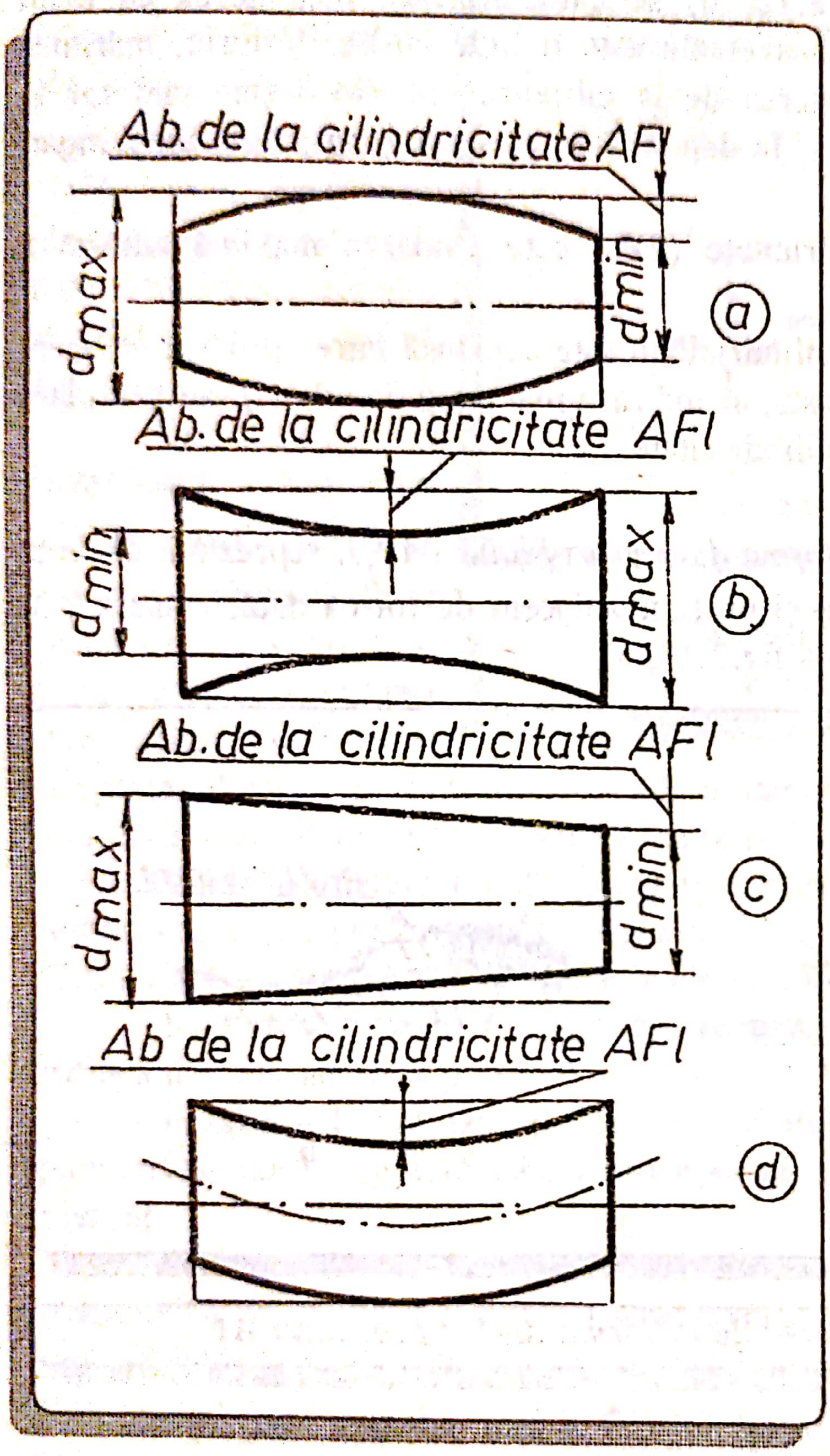


Fig.2.12. Forme ale abaterii de la cilindricitate

- Forma de şa (fig.2.12,b) caracterizată prin forma curbă a generatoarelor profilului longitudinal real, diametrul crescând de la mijlocul acestuia spre capete. Valoric, mărimea formei de şa este agală cu diferenţa dintre diametrul maxim şi cel minim, adică cu dublul abaterii de la cilindricitate.
Forma de şa apare la prelucrarea arborilor rigizi cu prindere între vârfuri, ai căror suporţi au o rigiditate scăzută.

- Forma conică (fig.2.12,c), caracterizată prin neparalelismul generatoarelor profilului longitudinal real. Valoric mărimea formei conice este egală cu diferenţa dintre diametrul maxim şi cel minim, adică dublul abaterii de la cilindricitate.

Forma conică apare când rigiditatea păpuşii mobile este inferioară, celei fixe, sau când poziţia axei păpuşii mobile este deplasată.

Forma curbă (fig.2.12, d) se caracterizează prin aceea că locul geometric al secţiunilor transversale este o linie curbă. Valoric, mărimea curburii este egală cu abaterea de la cilindricitate. Se obţine mai rar la aşchiere dar apare, mai ales, la depozitarea pieselor lungi, timp îndelungat, pe reazeme.

Toleranţa la cilindricitate (TF_l) este valoarea maximă admisă a abaterii de la cilindricitate.

Zona toleranţei la cilindricitate este cuprinsă între cilindrul adiacent şi un cilindru coaxial cu acesta, având raza mai mică (la arbori) sau mai mare (la alezaje) cu toleranţa la cilindricitate.

e) Abaterea de la forma dată a profilului (AF_f), reprezintă distanţa maximă dintre profilul real şi profilul adiacent de formă dată, măsurată în limitele lungimii de referinţă fig.2.13, a).

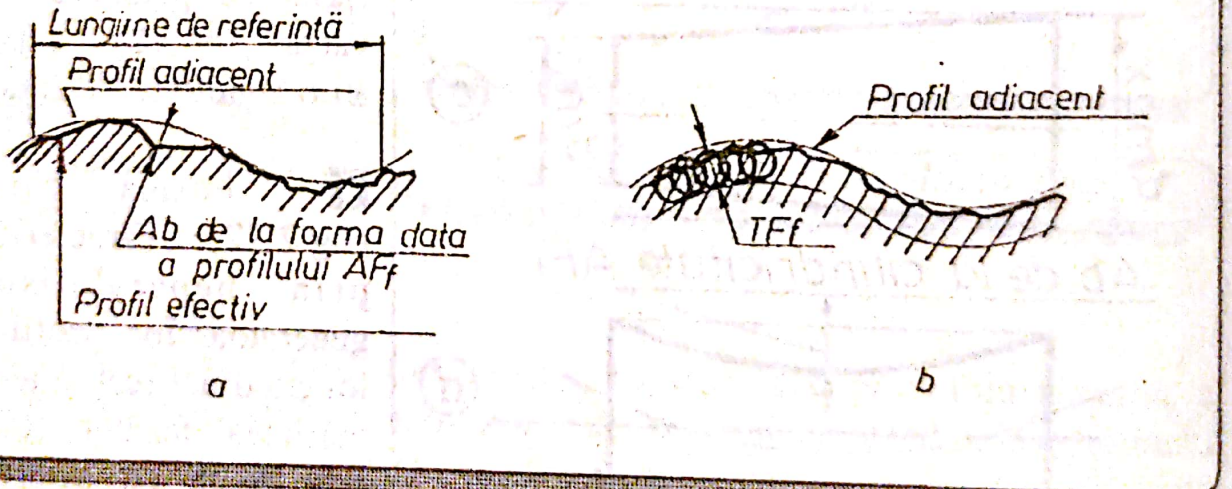


Fig.2.13. Abaterea de la forma dată a profilului AF_f

Toleranţa la forma dată a profilului (TF_f) este valoarea maximă admisă a abaterii de la forma dată a profilului. Zona acestei toleranţe este cuprinsă între profilul adiacent şi înfăşurătoarea cercului care se rostogoleşte pe profilul adiacent şi are diametrul egal cu toleranţa la forma dată a profilului (fig.2.13, b).

Scanned with OKEN Scanner

f) Abaterea de la forma dată a suprafeței (AF_s) reprezintă distanța maximă dintre suprafața reală și suprafața adiacentă de formă dată, măsurată în limitele suprafeței de referință (fig.2.14).

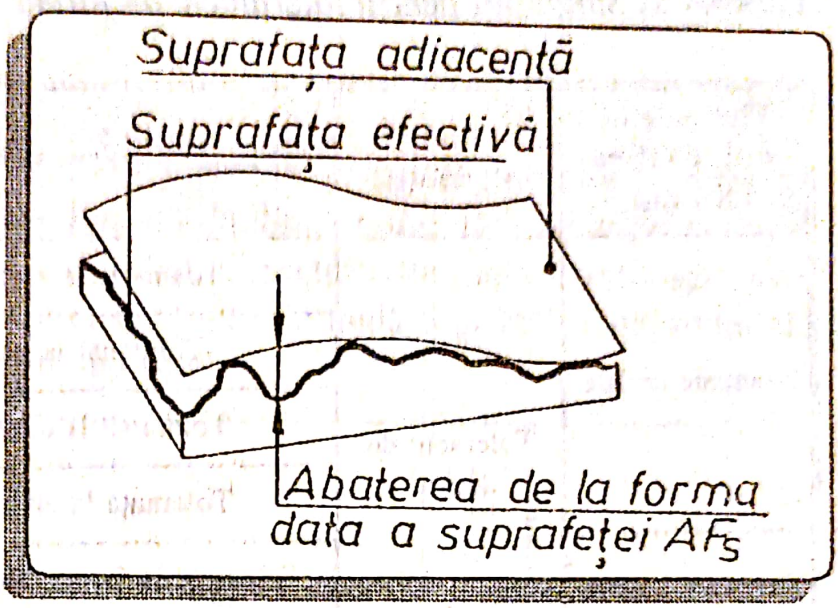


Fig.2.14 Abaterea de la forma dată a suprafeței AF_s

Toleranța la forma dată a suprafeței (TF_s) este valoarea maximă a abaterii de la forma dată a suprafeței. Zona acestei toleranțe este cuprinsă între suprafața adiacentă și înfășurătoarea sferei, care se rostogolește pe suprafața adiacentă și are diametrul egal cu toleranța la forma dată a suprafeței.

Valorile toleranțelor de formă sunt prevăzute în STAS 7391/1-74, pentru toleranțele la rectilinitate, la planitate, la forma dată a suprafeței și în STAS 7391/2-74, pentru toleranțele la circularitate și la cilindricitate.

Sunt standardizate 12 clase de precizie, notate cu I,II,III,...,XII, în ordinea descrescătoare a preciziei.

În tabelul 1 sunt date simbolurile stabilite pentru toleranțele la forma geometrică, iar în fig.2.15 câteva exemple de înscriere pe desen a acestor toleranțe.

Datele privind toleranțele de formă se înscriu într-un cadru dreptunghiular, numit cadru de toleranță, trasat cu linie continuă subțire și împărțit în două căsuțe. În căsuțe se înscriu, de la stânga la dreapta în ordinea indicată mai jos, următoarele date: ● simbolul caracteristicii tolerate, conform tabelului 1; ● valoarea toleranței, în milimetri.

Indicațiile care limitează forma unui element în interiorul zonei de toleranță se înscriu în dreapta sau deasupra cadrului de toleranță și pot fi legate de acesta cu o linie de indicație (fig.2.15, a și fig.2.15, c).

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 1. *Simboluri pentru toleranţele de formă (după STAS 7385-85)*

Elemente la care se referă toleranţă	Tipul toleranţei	Denumirea toleranţei	Simbolul caracteristicii tolerate
Elemente izolate	Toleranţe de formă	Toleranţă la rectilinitate	—
		Toleranţă la planitate	▱
		Toleranţă la circularitate	○
		Toleranţă la cilindricitate	⌭
Elemente izolate sau asociate		Toleranţă la forma dată a profilului	⌒
		Toleranţă la forma dată a suprafeţelor	⌓

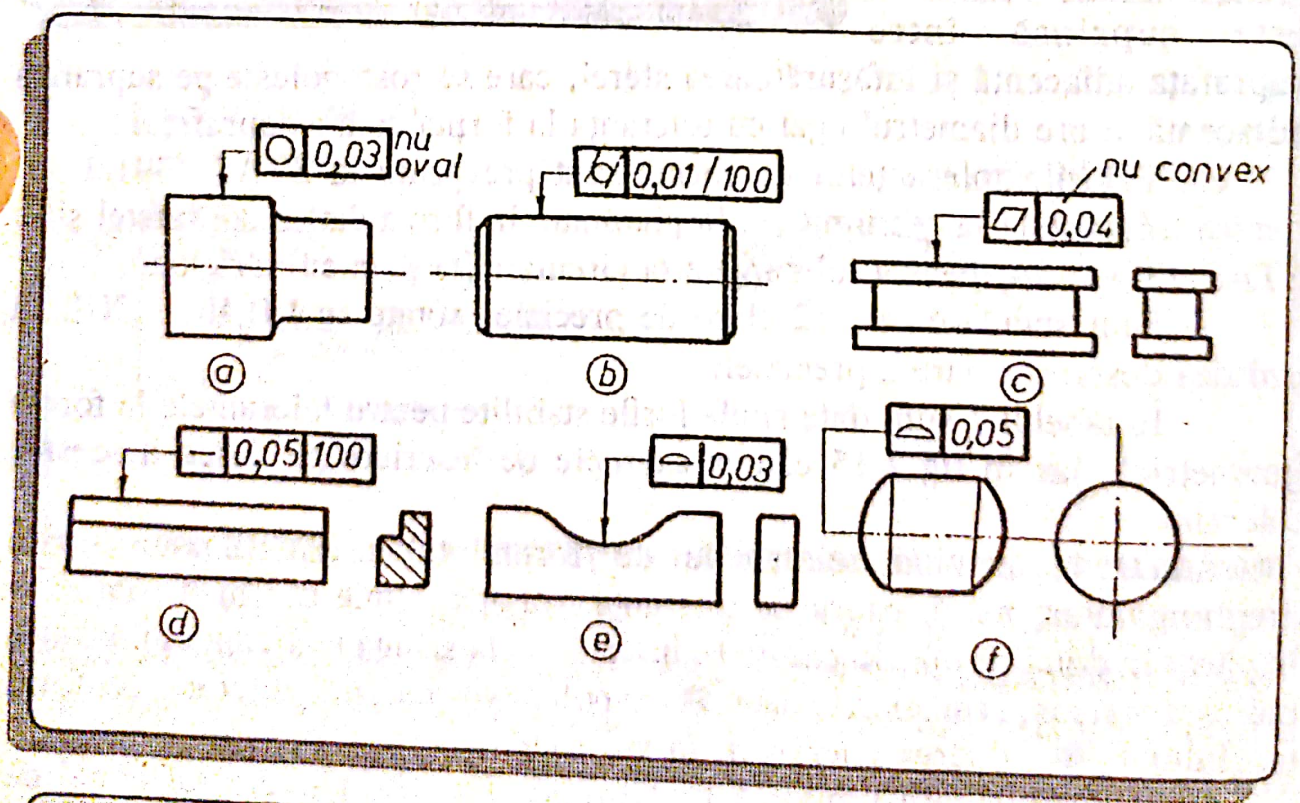


Fig.2.15. Exemple de înscriere a toleranţelor de formă

Scanned with OKEN Scanner

2.2. Ondulaţia suprafeţelor

Ondulaţia suprafeţelor este abaterea de la forma geometrică cu aspect de valuri, care se succed periodic, atât în direcţia mişcării principale, cât şi în direcţia mişcării de avans (fig.2.16). Caracteristica pentru ondulaţii, este valoarea mare a raportului dintre lungimea de undă S şi înălţimea undei H, care poate fi de ordinul zecilor sau sutelor.

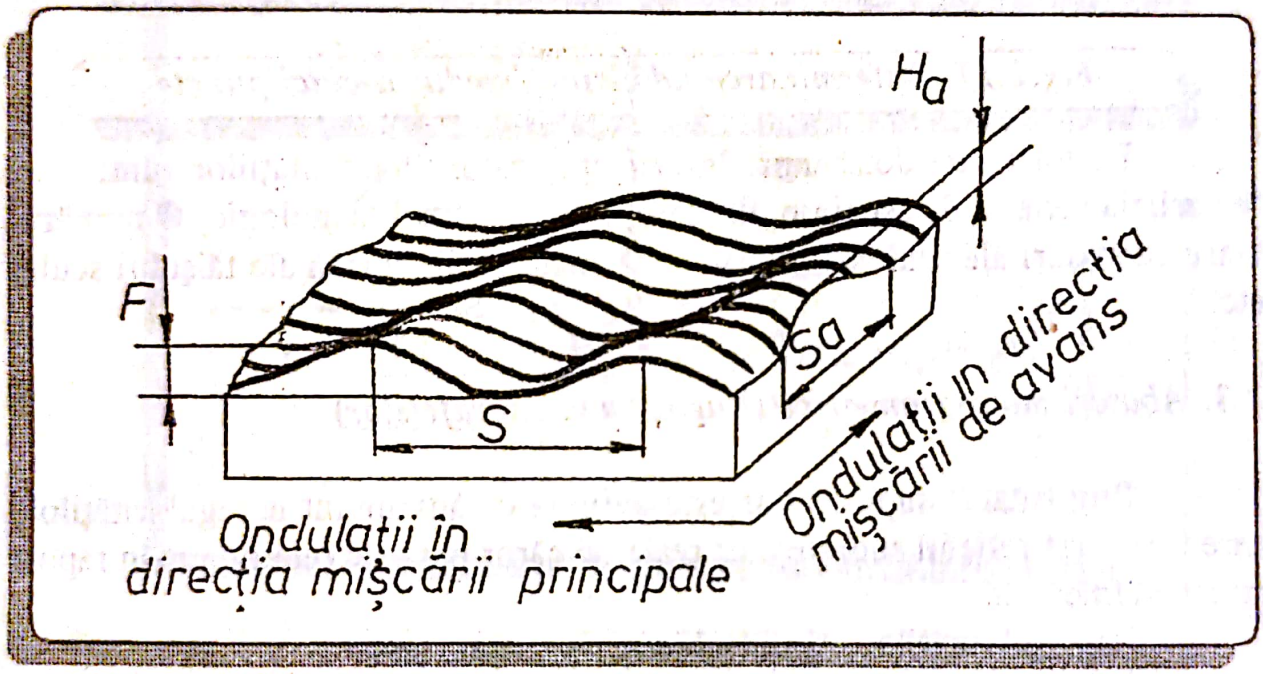


Fig.2.16. Ondulaţia suprafeţelor

Ondulaţiile au un caracter periodic. Dacă nu se observă periodicitate, înseamnă că nu este vorba de ondulaţii, ci de abateri de formă macrogeometrice.

Pentru aprecierea ondulaţiei se foloseşte, ca parametru principal, adâncimea medie in cinci puncte (H_z), definită ca media aritmetică a înălţimilor maxime ale undei, măsurate în limitele a cinci lungimi de bază egale (fig.2.17):

$$H_z = \frac{H_1 + H_2 + H_3 + H_4 + H_5}{5} \qquad (24)$$

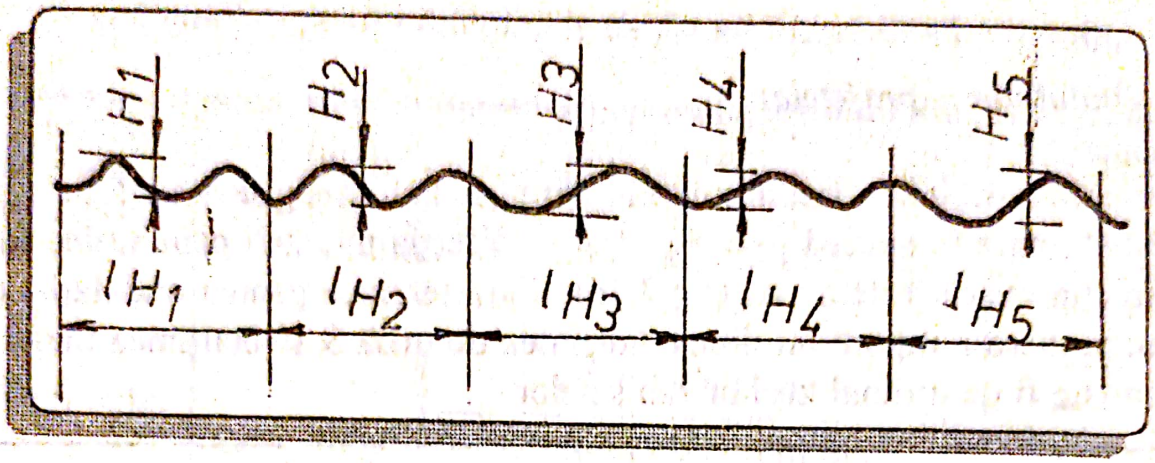


Fig.2.17. Determinarea adâncimii medii în cinci puncte

Factorii care determină, în principal, apariţia ondulaţiilor sunt: ● variaţia forţelor de aşchiere, ● vibraţiile în sistemul tehnologic, ● numărul mare de tăişuri ale sculelor rotitoare, ● abaterile de formă ale tăişului sculei etc.

2.3. Abateri microgeometrice (Rugozitatea suprafeţelor)

Rugozitatea suprafetelor este definită ca ansamblul neregularităţilor, care formează relieful suprafeţelor reale, al căror pas este relativ mic în raport cu adâncimea lor.

La prelucrările prin aşchiere, apariţia acestor neregularităţi se datoreşte: mişcării oscilatorii a vârfului sculei, frecării dintre tăişul sculei şi suprafaţa piesei, vibraţiilor de înaltă frecvenţă ale sculei sau maşinii-unelte etc.

Forma şi dimensiunile neregularităţilor depind de procedeul de prelucrare aplicat, de geometria sculei aşchietoare, de regimul de aşchiere (în special de avans), de modul de formare a aşchiei, de caracteristicile materialului prelucrat şi de alţi factori. În fig.2.18 sunt puse în evidenţă forma şi dimensiunile neregularităţilor în cazul rabotării.

☛ *Observaţie.* Starea suprafeţelor unei piese poate fi definită prin caracteristicile care exprimă starea geometrică şi starea fizico-chimică a suprafeţelor respective.

Scanned with OKEN Scanner

Starea geometrică a suprafeţei este caracterizată de abaterile de la forma geometrică (abateri geometrice) ale suprafeţei reale a piesei în raport cu cea definită geometric prin documentaţia tehnică de execuţie.

Starea fizico-chimică a suprafetei este definită de caracteristicile fizico-chimice ale stratului superficial al piesei respective.

Deci, rugozitatea suprafeţelor, ca abatere geometrică, este un element care determină starea suprafetelor.

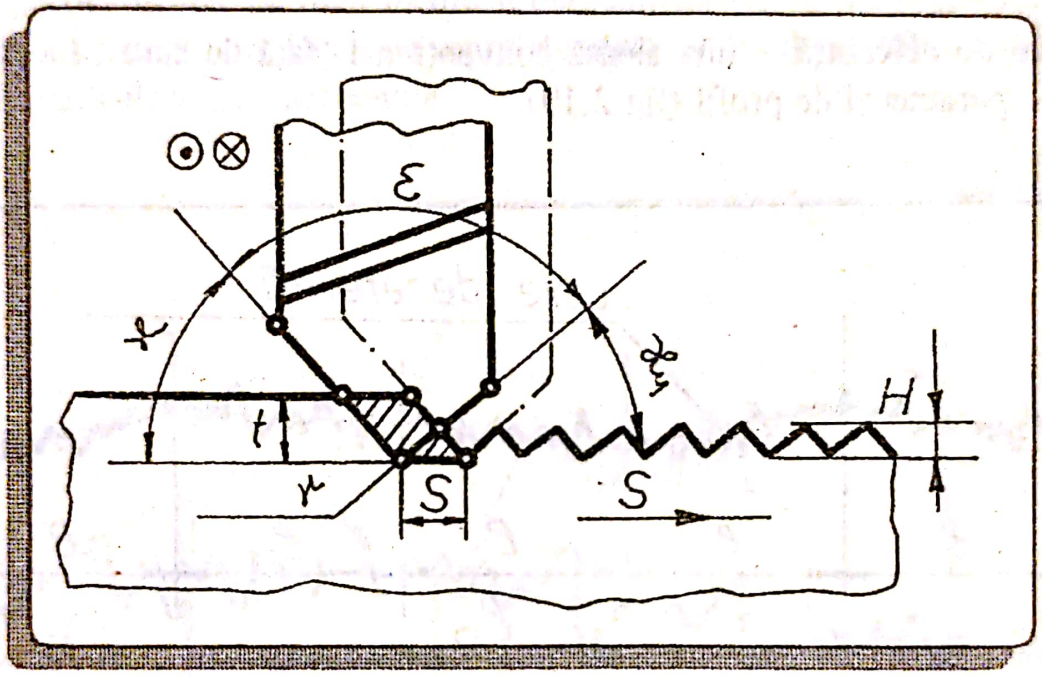


Fig.2.18. Forma şi înălţimea neregularităţilor la rabotare

Pentru evaluarea rugozităţii se cunosc mai multe sisteme, adică mai multe metode de calcul, utilizate pentru evaluarea cantitativă a profilului efectiv. Cele mai folosite sunt: sistemul liniei medii (sistemul M), sistemul liniei înfăşurătoare (sistemul E) şi sistemul diferenţelor variabile. Cel mai folosit este sistemul M, pentru care s-au realizat mijloace de măsurare corespunzătoare.

Pentru prezentarea parametrilor de rugozitate, în sistemul M, este necesară definirea următoarelor noţiuni (după STAS 5730/1-85):

Scanned with OKEN Scanner

➤ **profil** - conturul rezultat prin intersecţia unei suprafeţe cu un plan;

➤ **profil transversal** - conturul rezultat prin intersecţia suprafetei cu un plan perpendicular pe direcţia neregularităţilor;

➤ **profil longitudinal** - conturul rezultat prin intersecţia suprafetei cu un plan paralel cu direcţia neregularităţilor;

➤ **linie de referinţă** - linia aleasă convenţional, faţă de care se determină parametrii de profil (fig.2.19);

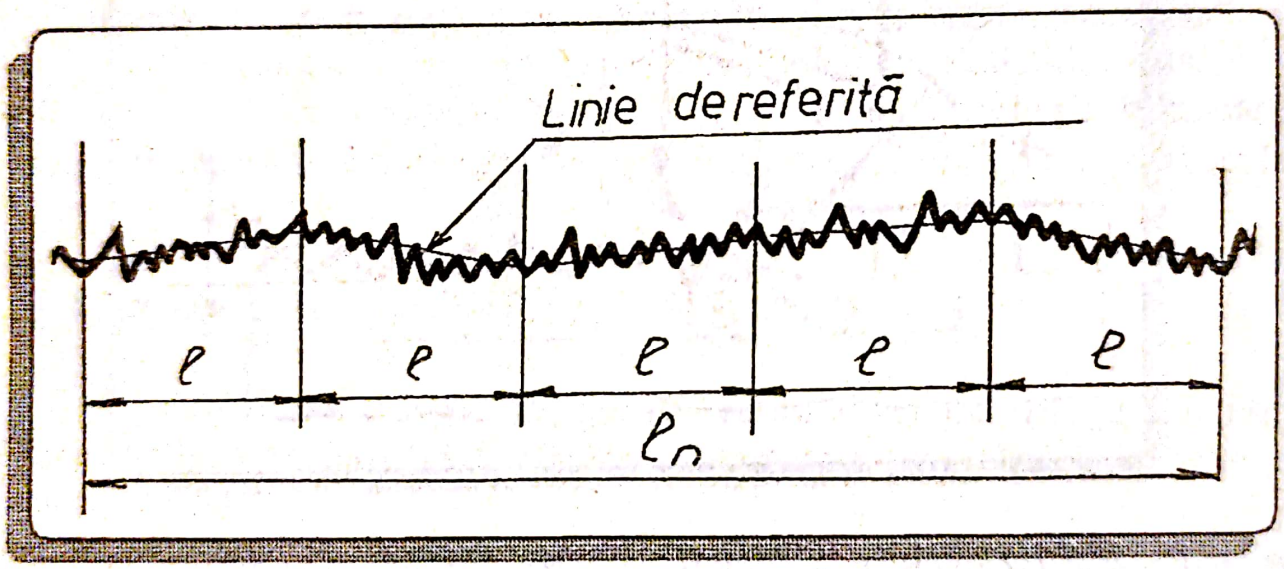


Fig.2.19. Lungimi pentru definirea parametrilor de profil

➤ **lungime de bază (l)** - lungimea liniei de refetrinţă aleasă convenţional pentru definirea rugozităţii, fără influenţa celorlalte abateri de formă (fig.2.19); se măsoară pe proiecţia linie de referinţă, în direcţia generală a profilului;

➤ **lungime de măsurare (lungime de evaluare)** (l_n) - lungimea utilizată pentru caracterizarea profilului (fig.2.19), care poate cuprinde una sau mai multe lungimi de bază;

Scanned with OKEN Scanner

➤ **abaterea profilului (y)** - distanţa dintre un punct al profilului şi linia de referinţă, în direcţia de măsurare (fig.2.20).

În fig.2.20 este prezentă o imagine deformată a profilului, din care cauză abaterile profilului se determină în direcţia generală a acestuia. La profilul real unghiul α, dintre linia medie şi direcţia generală a profilului, în limitele lungimii de bază, are valori foarte mici şi diferenţele dintre abaterile măsurate perpendicular pe linia medie şi perpendicular pe directe generală a profilului, pot fi neglijate. Deci, pe suprafaţa reală, abaterile profilului trebuie să fie perpendiculare pe linia medie.

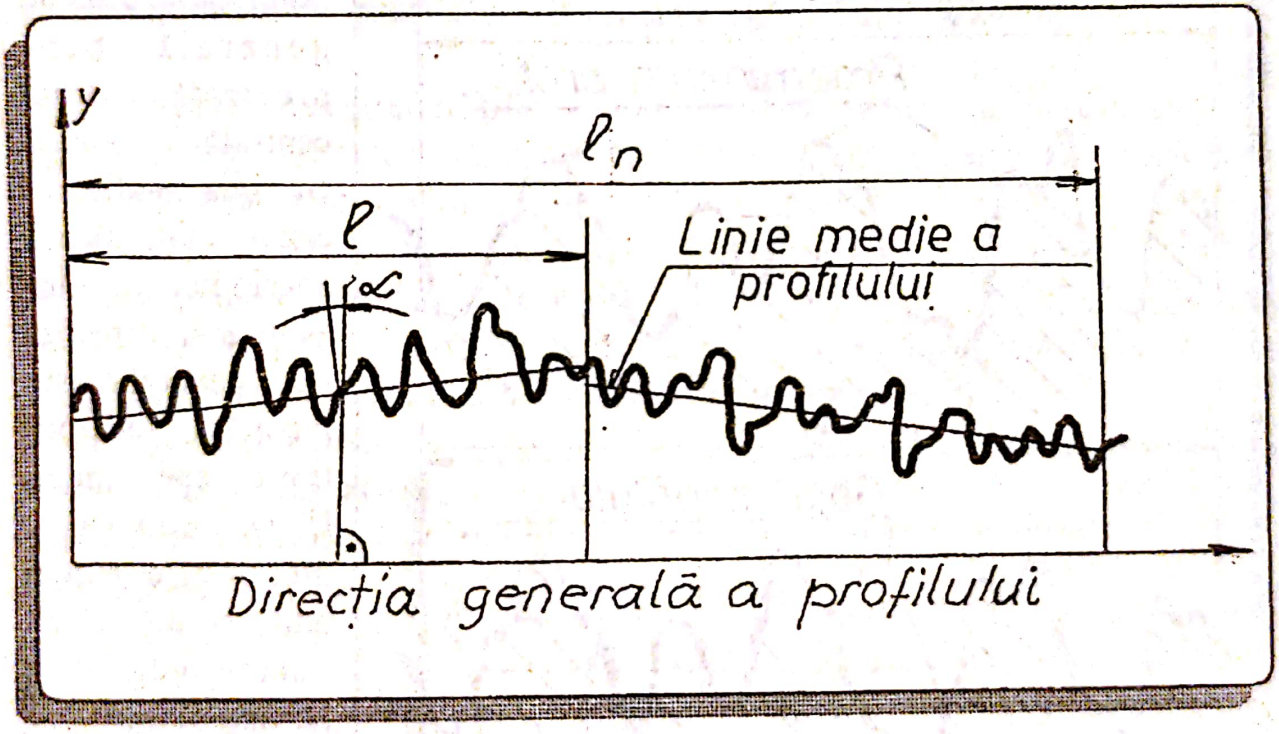


Fig.2.20. Definirea abaterii profilului

➤ **Linia medie a profilului (linia de regres a profilului)** - linia de referinţă care are forma profilului geometric şi împarte profilul în asa fel încât, în limitele lungimii de bază, suma pătratelor abaterilor profilului să fie minimă;

Scanned with OKEN Scanner

➤ **Linia centrală a profilului** - linia de referinţă care are forma profilului geometric şi este paralelă, în limitele lungimii de bază, cu direcţia generală a profilului, şi taie profilul în aşa fel încât suma ariilor cuprinse, pe ambele părţi, între această linie şi profil să fie egală.

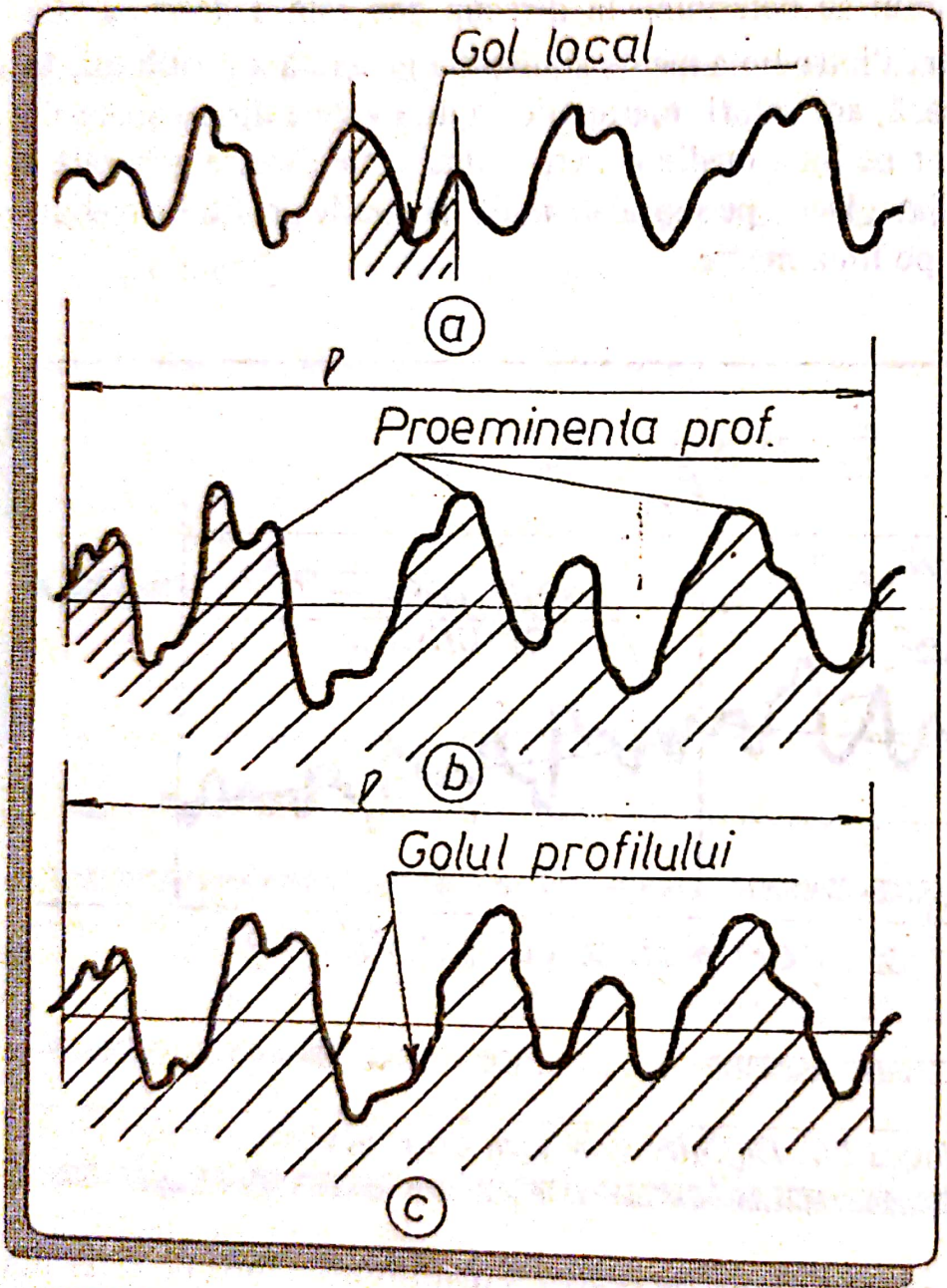


Fig.2.21. Alţi parametri ai profilului

Linia centrală este utilizată pentru o mai bună aproximare grafică a liniei medii. În cazul unui profil periodic, cu o direcţie generală bine precizată, linia centrală coincide cu linia medie. În cazul unui profil aperiodic, la care evaluarea direcţiei sale generale este incertă, se pot trasa mai multe linii centrale, dintre care numai una coincide cu linia medie.
Se mai definesc:

➤ **gol local** - partea de profil cuprinsă între două maxime adiacente ale profilului (fig. 2.21, a);

➤ **neregularitate locală** - o proeminenţă locală şi golul local adiacent;

➤ **proeminenţa profilului** - partea de profil, orientată către exteriorul piesei şi cuprinsă între două puncte de intersecţie consecutive a profilului cu linia medie (fig.2.21,b);

➤ **golul profilului** - partea de profil, orientată către interiorul piesei şi cuprinsă între două puncte de intersecţie consecutive ale profilului cu linia medie (fig.2.21,c);

➤ **neregularitatea profilului** - o proeminenţă şi golul adiacent;

➤ **orientarea neregularităţilor** - imaginea dată de direcţia predominantă a neregularităţilor, care este determinată, în general, de procedeul utilizat pentru obţinerea suprafeţei şi de alţi factori;

➤ **linia proeminenţelor profilului** - (linia exterioară a profilului) - linia paralelă cu linia de referinţă, care în limitele lungimii de bază trece prin punctul cel mai de sus al profilului (fig.2.22).

➤ **linia golurilor profilului (linia interioară a profilului)** - linia paralelă cu linia de referinţă, care în limitele lungimii de bază, trece prin punctul cel mai de jos al profilului (fig.2.22);

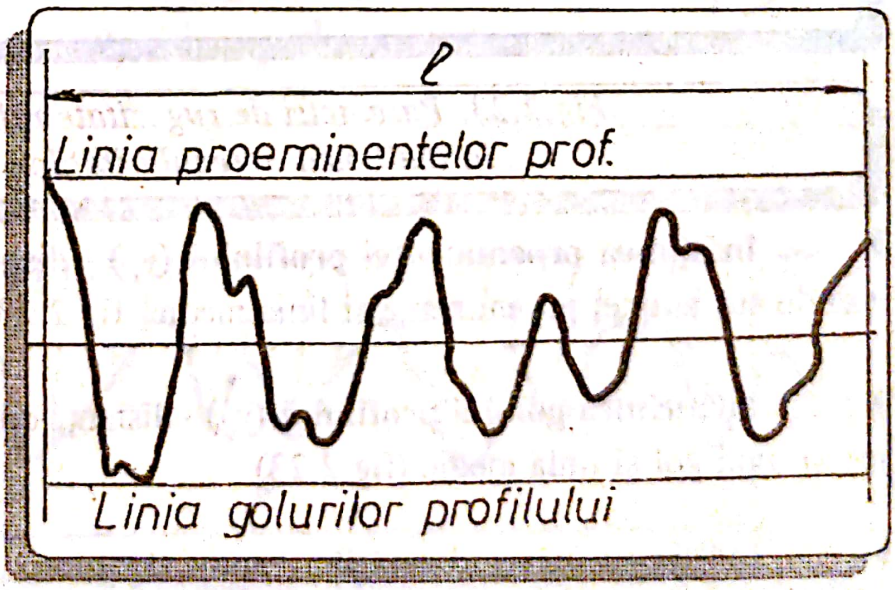


Fig.2.22. Alte linii ale profilului

➤ **nivelul de secţionare (c)** - distanţa dintre linia proeminenţelor profilului şi o dreaptă paralelă cu aceasta, care întretaie profilul.

Evaluarea rugozităţii suprafeţelor, în sistemul M, se face prin trei grupe de parametrii şi anume:

❶ parametrii care se referă la caracteristicile înălţimilor neregularităţilor profilului;

❷ parametrii care se referă la caracteristicile neregularităţilor considerate în direcţia longitudinală a profilului;

❸ parametrii relativi şi parametrii referitori la forma neregularităţilor profilului.

În prima grupă se definesc următorii parametri:

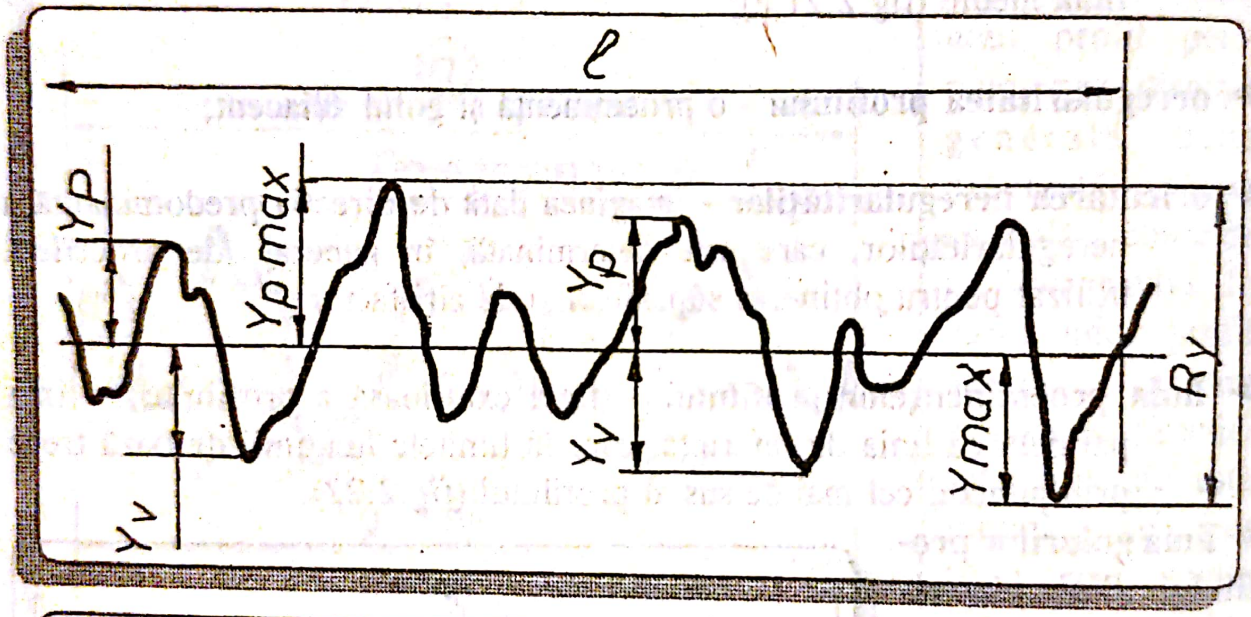


Fig.2.23. Parametri de rugozitate referitori la înălţimea neregularităţilor

- **înălţimea proeminenţei profilului** (y_p) - distanţa dintre punctul cel mai de sus al unei proeminenţe şi linia medie (fig.2.23)

- **adâncimea golului profilului** (y_v) - distanţa dintre punctul cel mai de jos al unui gol şi linia medie (fig.2.23)

- **înălţimea neregularităţii** - suma înălţimii unei proeminenţe şi adâncimii golului adiacent;

- **înălţimea maximă a proeminenţei (adâncimea maximă a golului) profilului** y_{pmax} (y_{vmax}) - distanţa dintre punctul cel mai de sus (cel mai de jos) al profilului şi linia medie, în limitele lungimii de bază (fig.2.23);

- **înălţimea maximă a profilului** (R_y) - distanţa dintre linia proeminenţelor şi linia golurilor profilului, în limitele lungimii de bază fig.2.23;

- **adâncimea de nivelare** (R_p) (fig.2.24), dată de relaţia:

$$R_p = \frac{1}{l}\int_0^l y(x)dx; \qquad (25)$$

- **înălţimea neregularităţilor în zece puncte** (R_z) - media valorilor absolute a înălţimilor celor mai de sus cinci proeminenţe şi ale adâncimilor celor mai de jos cinci goluri, în limitele lungimii de bază (fig.2.25), dată de relaţia:

$$R_z = \frac{\sum_{i=1}^{5} y_{pi} + \sum_{i=1}^{5} y_{ri}}{5}, \qquad (26)$$

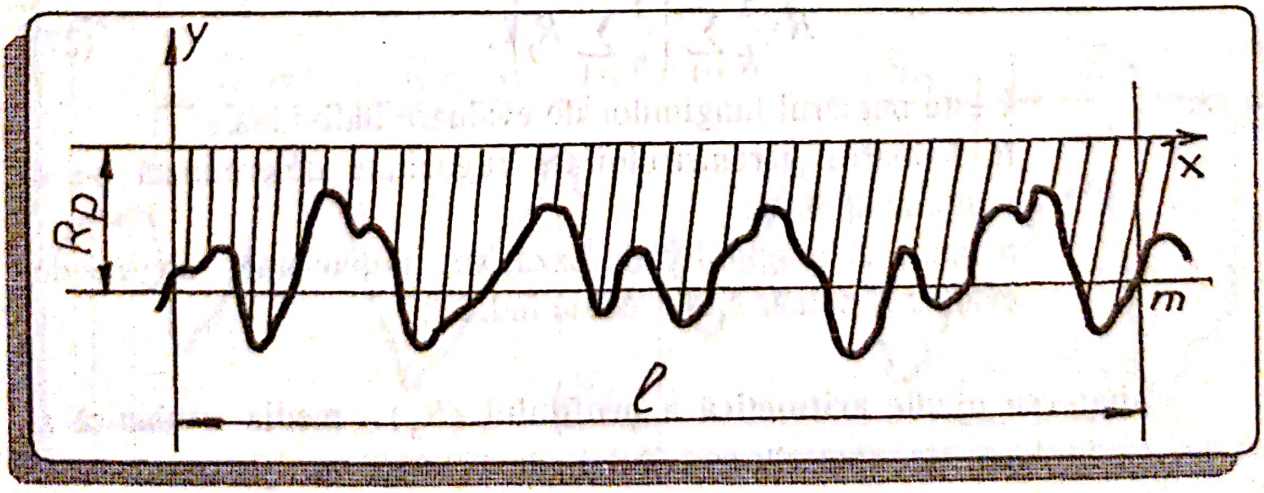


Fig.2.24. Adâncimea de nivelare

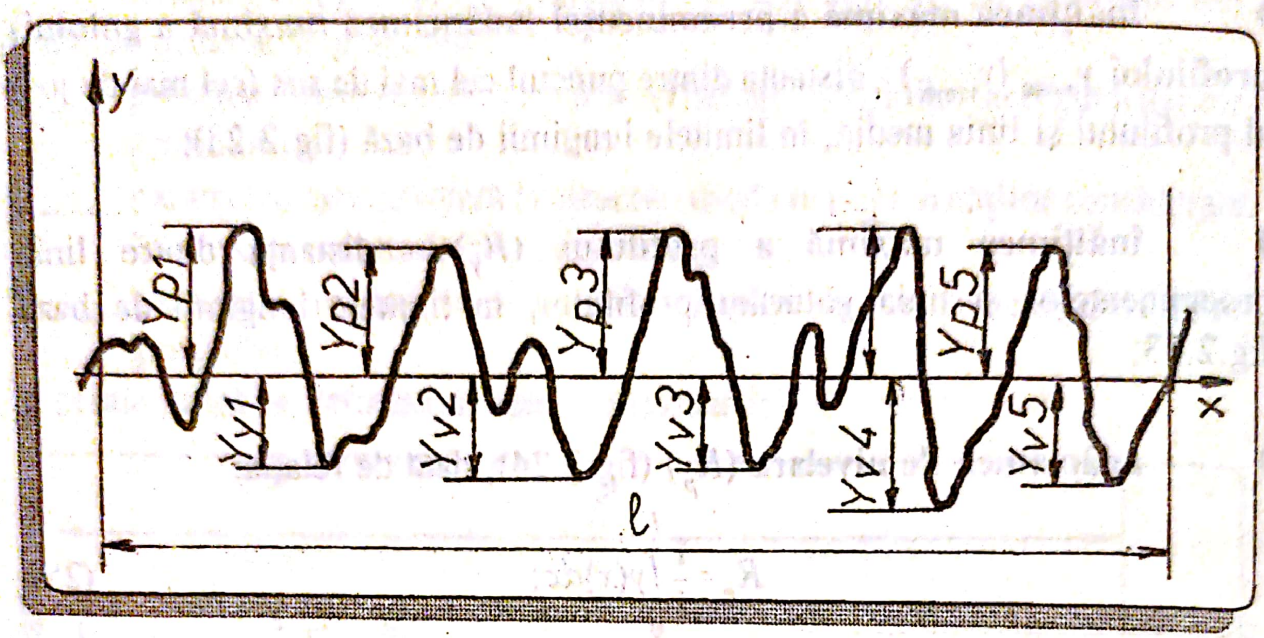


Fig.2.25. Înălţimea neregularităţilor profilului în zece puncte

- **înălţimea medie a neregularităţilor profilului** (R_c) suma valorilor medii ale înălţimilor proeminenţelor şi ale adâncimii golurilor în limitele lungimii de bază;

- **valoarea medie a unui parametru de rugozitate a suprafeţei** ($\vec{R}$) , dată de relaţia:

$$\vec{R}=\frac{1}{k}\sum_{i=1}^{k}\left(\frac{1}{n}\sum_{j=1}^{n}R_j\right)_i, \qquad (27)$$

în care: k este numărul lungimilor de evaluare individuale;
R_j valoarea parametrului de rugozitate determinată pe o lungime de bază;
n numărul lungimilor de bază, în limitele unei lungimi de evaluare, număr care trebuie indicat;

- **abaterea medie aritmetică a profilului** (R_a) - media aritmetică a valorilor absolute ale abaterilorprofilului, în limitele lungimii de bază (fig.2.26);

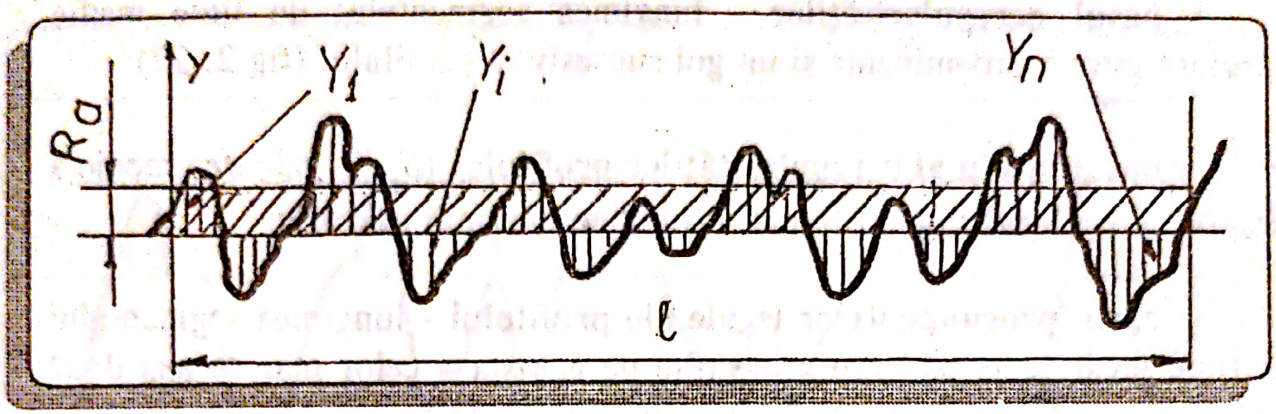


Fig.2.26. Abaterea medie aritmetrică a profilului

- **abaterea medie pătratică a profilului** (R_q) - valoarea medie pătratică a abaterilor profilului, în limitele lungimii de bază, dată de relaţia:

$$R_q = \sqrt{\frac{1}{l}\int_0^l y^2(x)dx} \qquad (28)$$

În grupa a doua se definesc:

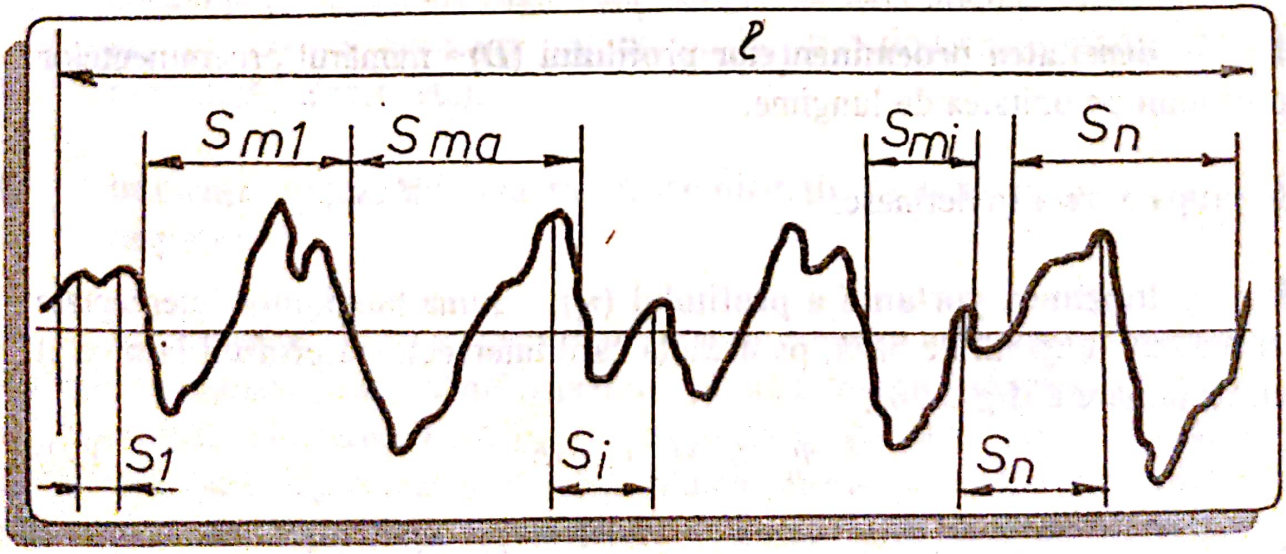


Fig.2.27. Pasul neregularităţilor şi pasul proeminenţelor locale

- **pasul neregularităţilor** - lungimea segmentului de linie medie cuprinsă între o proeminenţă şi un gol succesiv al profilului (fig.2. 27);

- **pasul mediu al neregularităţilor profilului** (S_m) - valoarea medie a paşilor neregularităţilor profilului în limitele lungimii de bază;

- **pasul proeminenţelor locale ale profilului** - lungimea segmentului de linie medie cuprins între proiecţiile pe aceasta a celor mai de sus două puncte ale proeminenţelor locale succesive (fig.2.27);

- **pasul mediu al proeminenţelor locale** (S) **ale profilului** - valoarea medie a paşilor proeminenţelor locale, în limitele lungimii de bază;

- **lungimea desfăşurată a profilului** (L_0) - lungimea rezultată prin desfăşurarea profilului în linie dreaptă, în limitele lungimii de bază;

- **lungimea relativă a profilului** (l_0) - raportul dintre lungimea desfăşurată a profilului şi lungimea de bază:

$$l_0 = \frac{L_0}{l} \tag{29}$$

- **densitatea proeminenţelor profilului** (D) - numărul proeminenţelor profilului pe unitatea de lungime.

În grupa a treia se definesc:

- **lungimea portantă a profilului** (η_p), - suma lungimilor interceptate în limitele lungimii de bază, pe dreapta care intersectează profilul la nivelul de secţionare c (fig.2.28);

$$\eta_p = b_1 + b_2 + \ldots + b_n \tag{30}$$

- **procentajul lungimii portante a profilului** (t_p) - raportul dintre lungimea portantă a profilului şi lungimea de bază;

$$t_p = \eta_p / l; \tag{31}$$

Scanned with OKEN Scanner

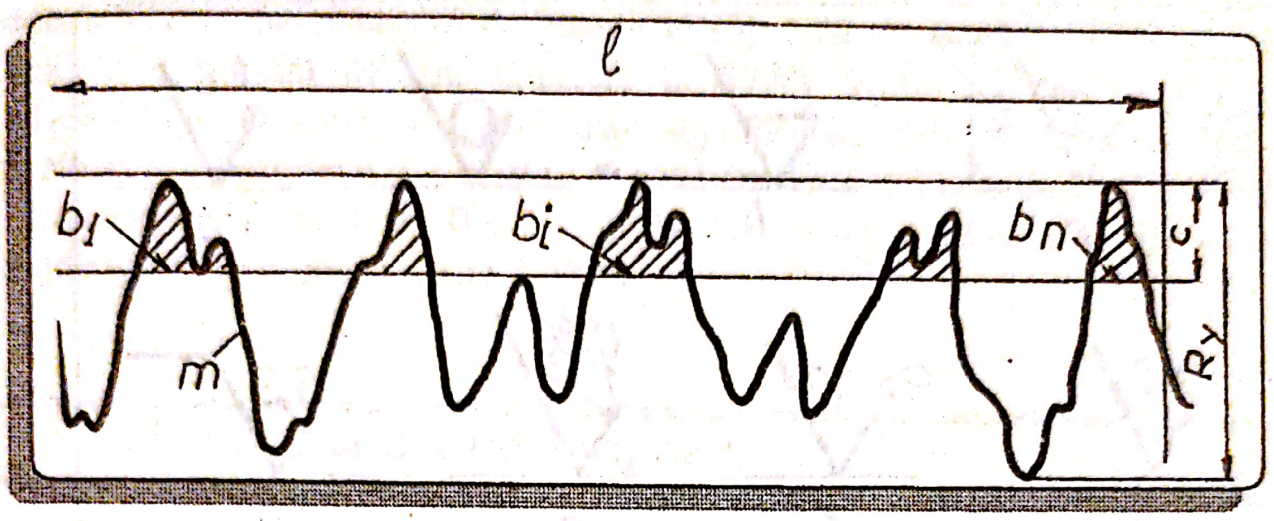


Fig.2.28. Lungimea portantă a profilului

- **curba procentajului portant al profilului** - curba care reprezintă relaţia dintre valoarea procentajului lungimii portante şi nivelul de secţionare al profilului.

Alegerea şi prescrierea rugozităţii unei suprafeţe se face ţinînd seama de:

- influenţa pe care o are rugozitatea asupra caracteristicilor funcţionale ale produsului (precizie dimensională, funcţionare, durabilitate, rezistenţă, aspect, etc);

- influenţa rugozităţii asupra economicităţii fabricaţiei produsului respectiv.

În acest sens, în STAS 5730/2-85 sunt prezentate informativ exemple de alegere a rugozităţii suprafeţelor pentru diferite piese, ţinînd seama de rolul lor funcţional şi caracteristicile de exploatare (tabelul 10); corelaţia informativă între rugozitate şi precizia dimensională (tabelul 11) şi valori înformative ale rugozităţii suprafeţelor, obţinute prin diferite procedee tehnologice.

Pentru specificarea rugozităţii suprafeţelor se folosesc unul sau mai mulţi dintre parametrii de rugozitate: $R_a, R_z, R_y, S_m, S, t_p$.

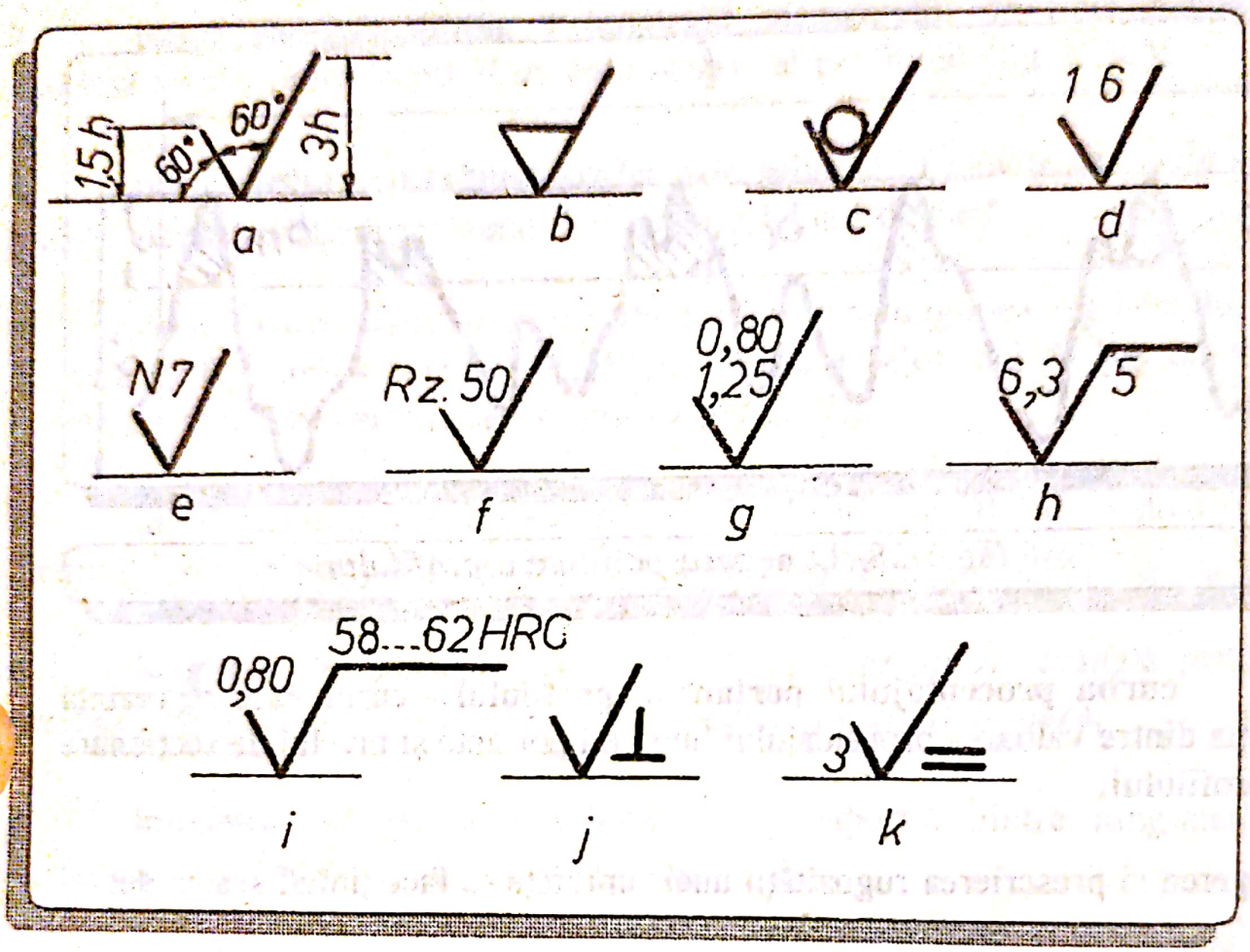


Fig.2.29. Înscrierea rugozităţii suprafeţelor pe desenele de execuţie

Înscrierea rugozităţii pe desenele de execuţie se face conform STAS 612-83. Se utilizează simbolul de bază (fig.2. 29, a) sau simbolurile derivate prezentate în fig.2.29, b, ... k. Simbolul din fig.2. 29, b arată obligativitatea obţinerii suprafeţei respective printr-o operaţie finală de prelucrare cu îndepărtare de material, iar cel din fig.2. 29, c arată menţinerea suprafeţei în starea obţinută de la prelucrarea precedentă.

În fig.2.29, se mai prezintă şi următoarele simboluri: ● când parametrul de rugozitate este R_a, el se indică prin valoarea sa numerică (fig.2.29,d); ● când rugozitatea se indică prin simbolul clasei de rugozitate (fig.2.29,e); ● când se indică valoarea oricărui alt parametru de rugozitate, ea este însoţită de simbolul acestuia (fig.2.29,f); ● când se dau valorile limită

admisibile ale parametrului de rugozitate (fig.2.29,g); ● când lungimea de bază este diferită de cea prescrisă în STAS 5730/2-85, ea se indică (fig.2.29,h); ● când se indică date suplimentare privind tehnologia de prelucrare a suprafeţei (fig.2.29,i); ● când este necesară indicarea simbolului orientării neregularităţilor (fig.2.29,j); ● când se indică valoarea în milimetri a adaosului de prelucrare (fig.2.29,k).

3. Precizia poziţiei reciproce

Prin precizia poziţiei reciproce se înţelege gradul de corespondenţă între poziţia diferitelor elemente geometrice (puncte, axe, suprafeţe etc.) obţinută în urma prelucrării mecanice şi poziţia aceloraşi elemente, prevăzută de proiectant pe desen.

Abaterile de la poziţia reciprocă se împart în trei categorii, şi anume: ❶ abateri de orientare; ❷ abateri de poziţie şi ❸ abateri de bătaie.

Cauzele apariţiei acestor abateri pot fi: rigiditate insuficienţă a sistemului MUSDP, stabilirea unei tehnologii greşite (alegerea incorectă a bazelor de aşezare, a modului de fixare a piesei etc.) şi altele.

Pentru definirea abaterilor de la poziţia reciprocă, se cere precizarea următorilor termeni:

❖ *poziţie nominală* - poziţia suprafeţei, a axei acesteia, a profilului sau a planului de simetrie, determinat prin dimensiuni nominale, liniare şi (sau) unghiulare, faţă de baza de referinţă sau faţă de o altă suprafaţă, axă, profil sau plan de simetrie;

❖ *orientare nominală* - orientarea suprafeţei, a axei acesteia, a profilului sau a planului de simetrie, determinată prin dimensiuni nominale liniare şi (sau) unghiulare faţă de baza de referinţă sau faţă de o altă suprafaţă, axă, profil sau plan de simetrie;

❖ *bază de referinţă* - formă geometrică teoretic exactă (axă, plan, punct etc.), faţă de care se determină poziţia elementului tolerat; ea poate fi definită prin unul sau mai multe elemente de referinţă ale piesei;

❖ *sistem de baze de referinţă* - sistemul compus din două sau mai multe baze de referinţă separate, utilizate ca element de referinţă combinat pentru

un element tolerat;

❖ *bază de referinţă parţială* - punctul, linia sau o zonă limitată pe suprafaţa piesei, utilizată în raport cu dispozitivele de lucru şi de control, care defineşte bazele de referinţă necesare, astfel încât să fie satisfăcute cerinţele funcţionale;

❖ *element de referinţă* - elementul real al unei piese (muchie, suprafaţă, alezaj etc.) care este utilizat pentru determinarea poziţiei unei baze de referinţă; (☛ *Obs.* Pentru elementele de referinţă având erori şi abateri de execuţie, poate fi necesar să se indice toleranţe de formă);

❖ *element de referinţă simulat* - suprafaţa reală de formă şi precizie corespunzătoare (lagăr, mandrină etc.) în contact cu elementul (sau elementele) de referinţă, utilizată pentru stabilirea bazelor de referinţă. (☛ *Obs.* Elementele de referinţă simulate reprezintă materializarea practică a bazelor de referinţă, în timpul execuţiei şi controlului);

❖ *abatere de orientare* - abaterea de la orientarea nominală a unei suprafeţe, a axei acesteia, a unui profil sau a unui plan de simetrie faţă de baza de referinţă; sau: abaterea de la orientarea nominală reciprocă a unor suprafeţe, a axelor acestora, a unor profile sau a planelor de simetrie; (☛ *Obs.* 1. La aprecierea abaterilor de orientare nu se iau în considerare abaterile de formă ale suprafeţei sau ale profilului. Ca urmare, în acest caz, în locul suprafeţelor reale se consideră suprafeţele adiacente. 2. Ca centre sau axe ale suprafeţelor reale se consideră centrele sau axele suprafeţelor adiacente. De exemplu, ca axă a unui capăt de arbore cilindric se consideră axa cilindrului adiacent circumscris capătului de arbore respectiv);

❖ *abatere limitată de orientare* - abaterea maximă admisă, pozitivă sau negativă, a abaterii de orientare;

❖ *toleranţă de orientare* - zona determinată de abaterile limită de orientare;

❖ *abatere de poziţie* - abaterea de la poziţia nominală a unei suprafeţe, a axei acesteia, a unui profil sau a unui plan de simetrie faţă de baza de referinţă; sau abaterea de la poziţia nominală reciprocă a unor suprafeţe, a axelor acestora, a unor profile sau a planelor de simetrie;

❖ *abatere limită de poziţie* - valoarea maximă a abaterii de poziţie;

❖ *toleranţă de poziţie* - zona determinată de abaterile limită de poziţie;

❖ *abatere de bătaie* - diferenţa dintre cea mai mare şi cea mai mică

distanţă de la punctele profilului real la baza de referinţă;

❖ *abatere limită de bătaie* - valoarea maximă admisă a abaterii de bătaie;

❖ *toleranţă de bătaie* - zona determinată de abaterea limită de bătaie;

3.1. Abateri de orientare

Principalele abateri de orientare sunt:

Abaterea de la paralelism (APl) sau neparalelismul

Se deosebesc următoarele cazuri:

- abaterea de la paralelism a două drepte coplanare, egală cu diferenţa dintre distanţa maximă şi distanţa minimă dintre cele două drepte adiacente, măsurată în limitele lungimii de referinţă (fig.2.30, a);

- abaterea de la paralelism a două drepte în spaţiu, definită prin abaterile APLx şi APLy de la paralelismul proiecţiilor celor două drepte încrucişate pe două plane reciproc perpendiculare (fig.2.30, b);

- abaterea de la paralelism a unei drepte faţă de un plan, egală cu diferenţa dintre distanţa maximă şi distanţa minimă dintre dreapta adiacentă şi planul adiacent, măsurată în limitele lungimii de referinţă, în planul perpendicular pe planul adiacent şi care conţine dreapta adiacentă;

- abaterea de la paralelism a două plane, egală cu diferenţa dintre distanţa maximă şi distanţa minimă dintre cele două plane adiacente, măsurată în limitele suprafeţei de referinţă (fig.2.30, c);

- abaterea de la paralelism a unui plan faţă de o suprafaţă de rotaţie, egală cu diferenţa dintre distanţa maximă şi distanţa minimă între planul adiacent şi axa suprafeţei adiacente de rotaţie, măsurată în limitele lungimii de referinţă (fig.2.30, d);

Scanned with OKEN Scanner

■ abaterea de la paralelism a două suprafeţe de rotaţie, egală cu abaterea de la paralelism a axelor suprafeţelor adiacente de rotaţie, care pot fi în acelaşi plan sau în plane diferite.

Toleranţa la paralelism este egală cu valoarea maximă admisă a abaterii de la paralelism.

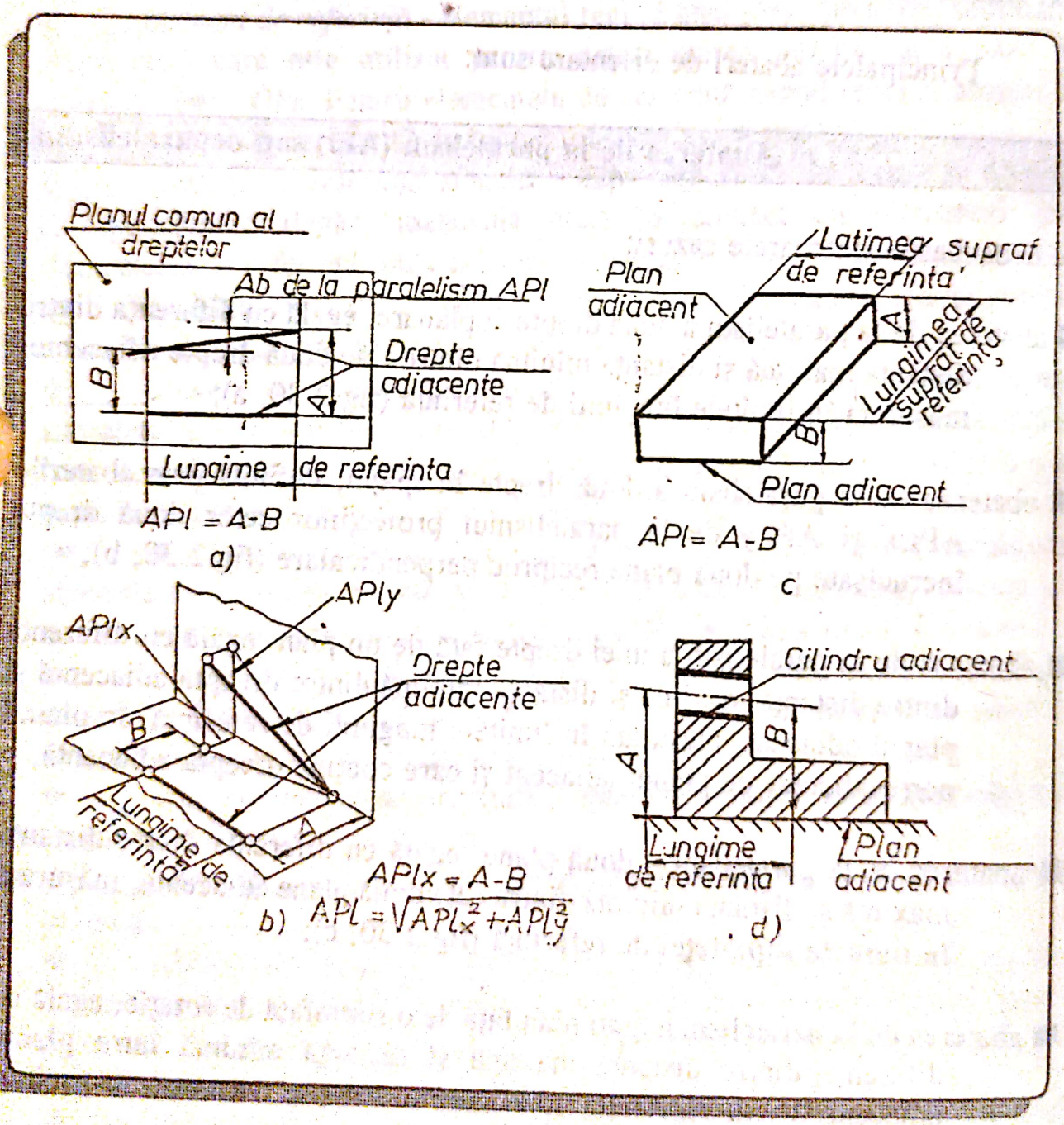


Fig.2.30. Abaterea de la paralelism

Abaterea de la perpendicularitate (APd) sau neperpendicularitate.

Se deosebesc:

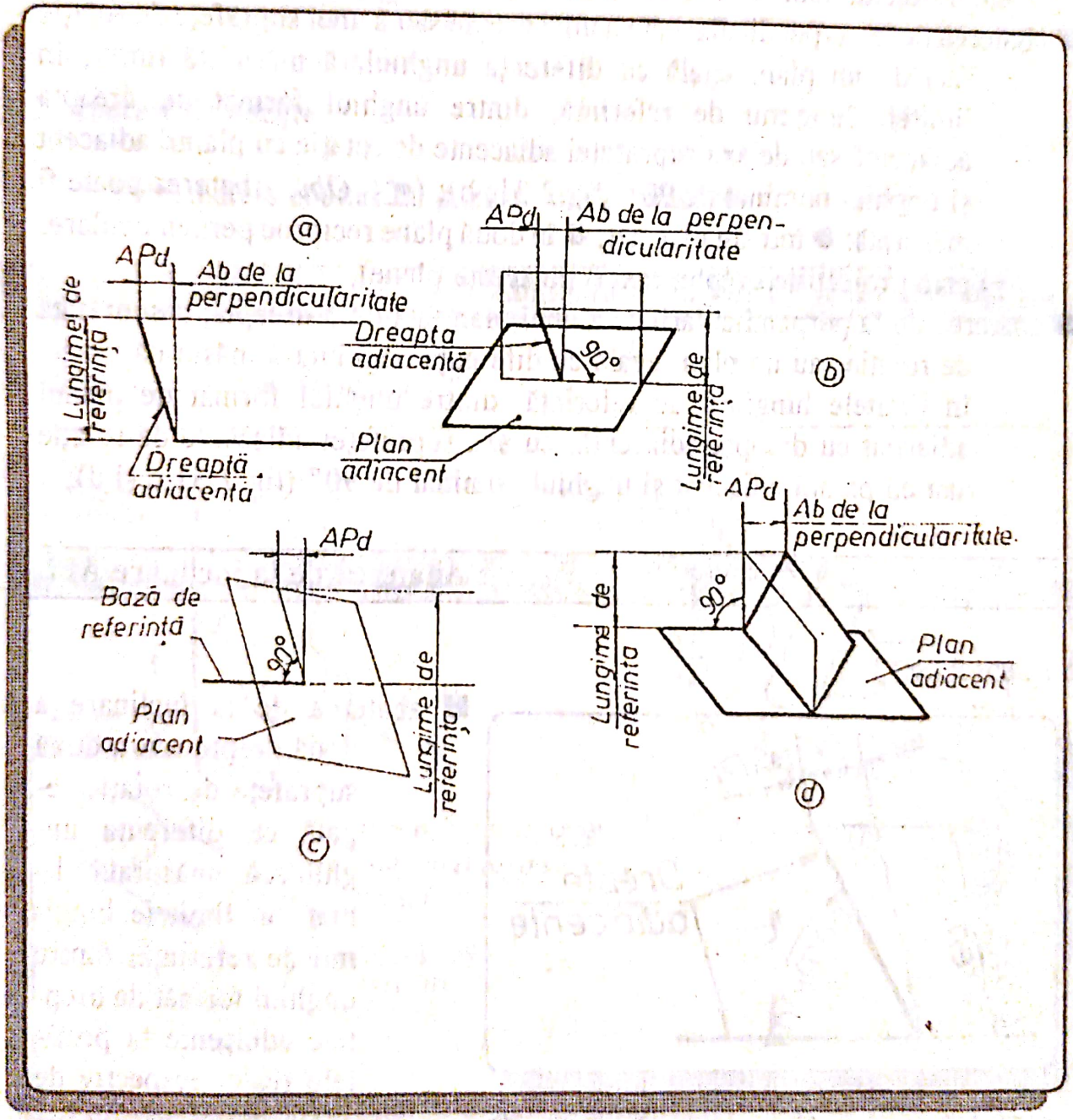


Fig.2.31. Abaterea de la perpendicularitate

- abaterea de la perpendicularitate dintre două drepte, două suprafeţe de rotaţie sau o suprafaţă de rotaţie şi o dreaptă, egală cu diferenţa unghiulară măsurată liniar, în limitele lungimii de referinţă, dintre unghiul format de dreptele adiacente la profilele reale, respectiv de axele suprafeţelor adiacente de rotaţie şi unghiul nominal de 90° (fig.2.31, a);
- abaterea de la perpendicularitate a unei drepte sau a unei suprafeţe de rotaţie faţă de un plan, egală cu diferenţa unghiulară măsurată liniar, în limitele lungimii de referinţă, dintre unghiul format de dreapta adiacentă sau de axa suprafeţei adiacente de rotaţie cu planul adiacent şi unghiul nominal de 90° (fig.2.31, b); (☛ *Obs.* Abaterea poate fi măsurată: ● într-un plan dat; ● în două plane reciproc perpendiculare, prin proiecţiile dreptei (axei) pe aceste plane);
- abaterea de la perpendicularitate a unui plan faţa de o dreaptă, o suprafaţă de rotaţie sau un plan, egală cu diferenţa unghiulară măsurată liniar, în limitele lungimii de referinţă, dintre unghiul format de planul adiacent cu dreapta adiacentă, cu axa suprafeţei adiacente de rotaţie sau cu planul adiacent şi unghiul nominal de 90° (fig.2.31,c şi d);

Abaterea de la înclinare APî.

Se deosebesc:

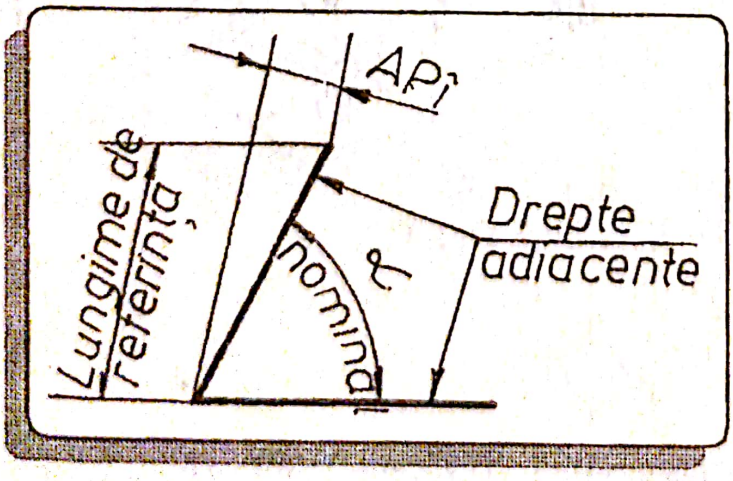


Fig.2.32. Abaterea de la înclinare

- abaterea de la înclinare a două drepte sau a două suprafeţe de rotaţie, egală cu diferenţa unghiulară măsurată liniar, în limitele lungimii de referinţă, dintre unghiul format de dreptele adiacente la profilele reale, respectiv de axele suprafeţelor adiacente de rotaţie şi unghiulnominal(fig.2.32);

Scanned with OKEN Scanner

- abaterea de la înclinare a unei drepte sau a unei suprafeţe de rotaţie faţă de un plan;
- abaterea de la înclinare a unui plan, faţă de o dreaptă, o suprafaţă de rotaţie sau un plan.

Toleranţa la înclinare este egală cu valoarea maximă a abaterii de la înclinare.

3.2. *Abateri de poziţie*

Principalele abateri de poziţie sunt următoarele:

Abaterea de la poziţie nominală (APp).

Se deosebesc următoarele cazuri:

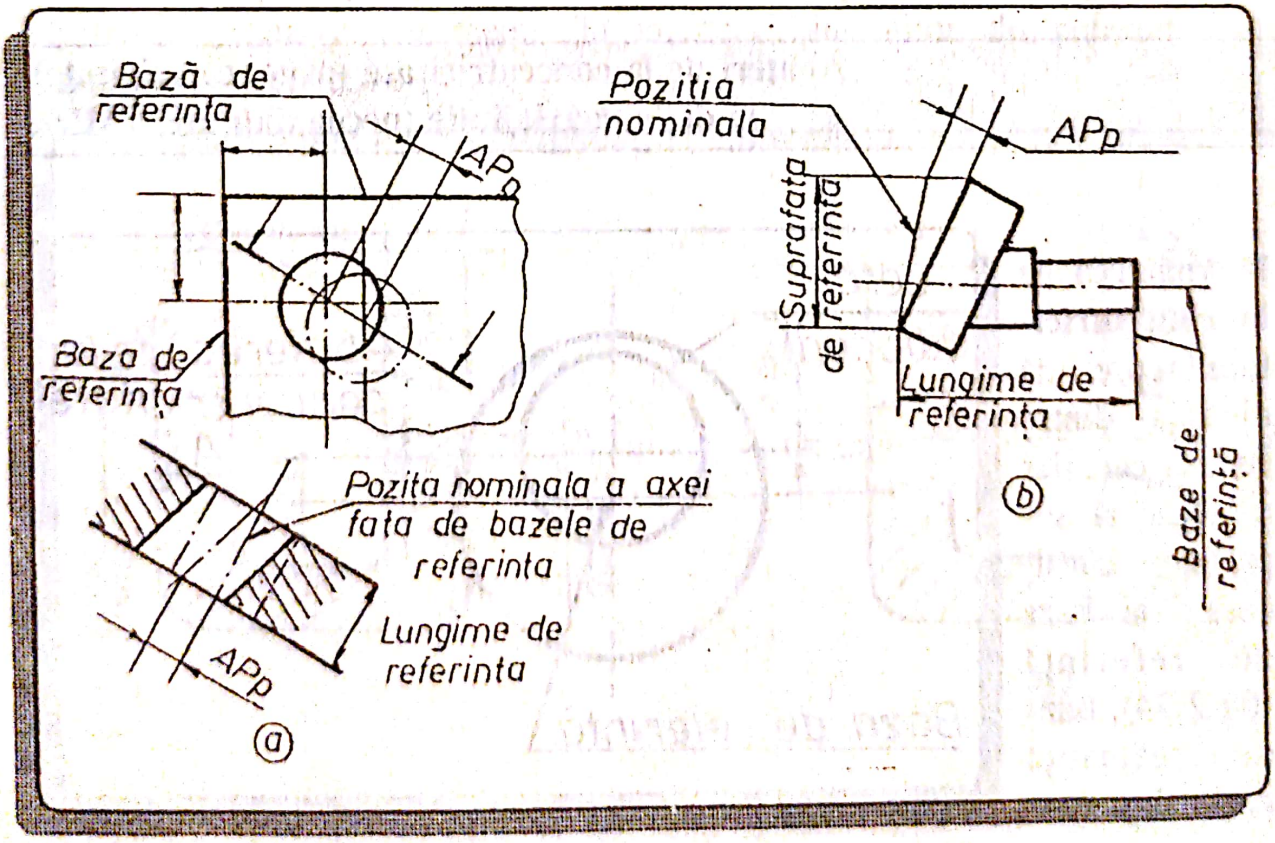


Fig.2.33. Abaterea de la poziţia nominală

- abaterea de la poziţia nominală a unei dreptei sau a axei unei suprafeţe de rotaţie, egală cu distanţa maximă dintre dreapta adiacentă sau axa suprafeţei adiacente de rotaţie şi poziţia nominală a acestora, măsurată în limitele lungimii de referinţă (fig.2.33,a); (☛ *Obs.* 1. Poziţia nominală se determină faţă de una sau mai multe baze de referinţă sau faţă de alte elemente. 2. În cazul în care lungimea de referinţă este egală cu zero, se determină abaterea de la poziţia nominală a unui punct);
- abaterea de la poziţia nominală a unui plan sau a unui plan de simetrie, egală cu distanţa maximă dintre planul adiacent sau planul de simetrie şi poziţia nominală a acestora, măsurată în limitele lungimii de referinţă (fig.2.33,b).

Toleranţa la poziţia nominală este egală cu dublul valorii maxime admise a abaterii de la poziţia nominală.

Abateri de la concentricitate (neconcentricitate) şi de la coaxialitate (necoaxialitate) (APc).

Abaterea de la concentricitate reprezintă distanţa dintre centrul cercului adiacent al suprafeţei considerate şi baza de referinţă (fig.2.34). Baza de referinţă poate fi:

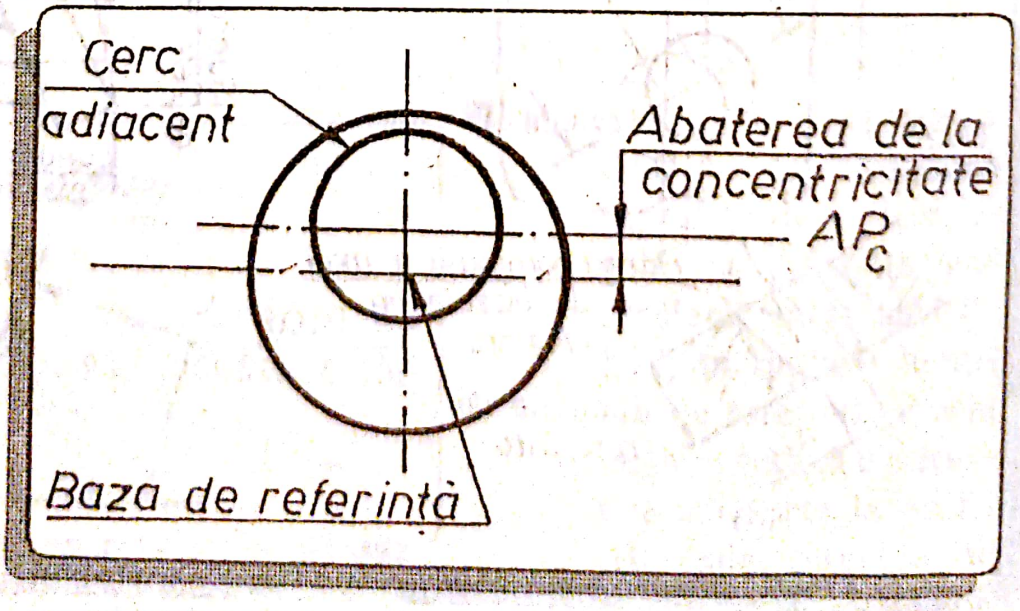


Fig.2.34. Abaterea de la concentricitate

Scanned with OKEN Scanner

- centrul unui cerc adiacent dat;
- axa unei suprafeţe adiacente date;
- axa comună a două sau mai multe suprafeţe de rotaţie.

Această abatere este cazul particular al abaterii de la coaxialitate, când lungimea de referinţă este egală cu zero.

■ **Abaterea de la coaxialitate** este egală cu distanţa maximă dintre axa suprafeţei adiacente şi axa dată ca bază de referinţă, măsurată în limitele lungimii de referinţă (fig.2.35). Baza de referinţă poate fi: ● axa uneia dintre suprafeţele adiacente de rotaţie (fig.2.35,a); ● axa comună a două sau mai multe suprafeţe adiacente de rotaţie (fig.2.35,b). (☛ *Obs.* Ca axă comună a celor două suprafeţe de rotaţie se consideră dreapta care trece prin centrul secţiunilor transversale medii (la mijlocul lungimilor de referinţă) ale suprafeţelor respective).

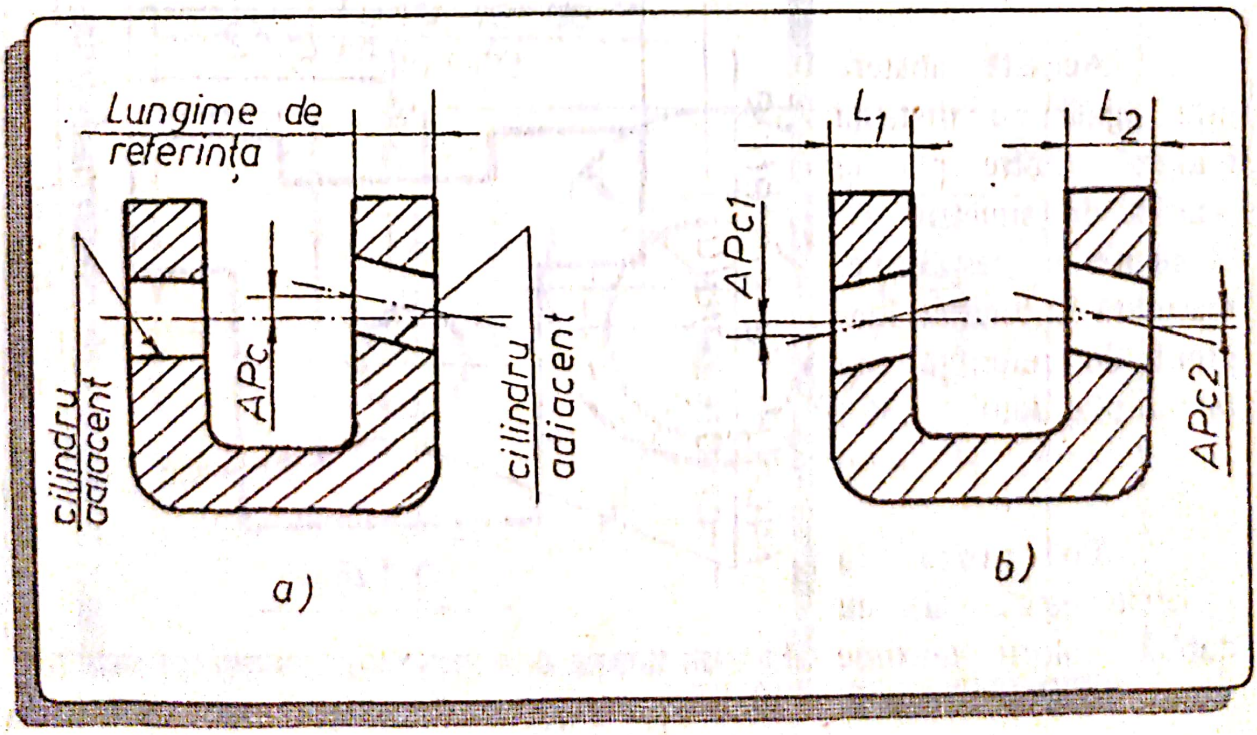


Fig.2.35. Abaterea de la coaxialitate

Abaterea de la coaxialitate poate avea următoarele aspecte:

- excentricitatea (dezaxarea) dacă axele suprafeţelor adiacente de rotaţie nu coincid, dar sunt paralele;
- necoaxialitatea unghiulară (frângerea), dacă axele suprafeţelor adiacente de rotaţie sunt concurente;
- necoaxialitatea încrucişată, dacă axele suprafeţelor adiacente de rotaţie sunt încrucişate.

Toleranţa la concentricitate şi la coaxialitate este egală cu dublul valorii maxime admise a abaterii de la concentricitate sau de la coaxialitate.

Abaterea de la simetrie (APs) sau asimetria

Această abatere este egală cu distanţa maximă dintre planele (axele) de simetrie ale elementelor respective, măsurată în limitele lungimii de referinţă sau într-un plan dat(fig.2.36).

Toleranţa la simetrie este egală cu dublul valorii maxime admise a abaterii de la simetrie.

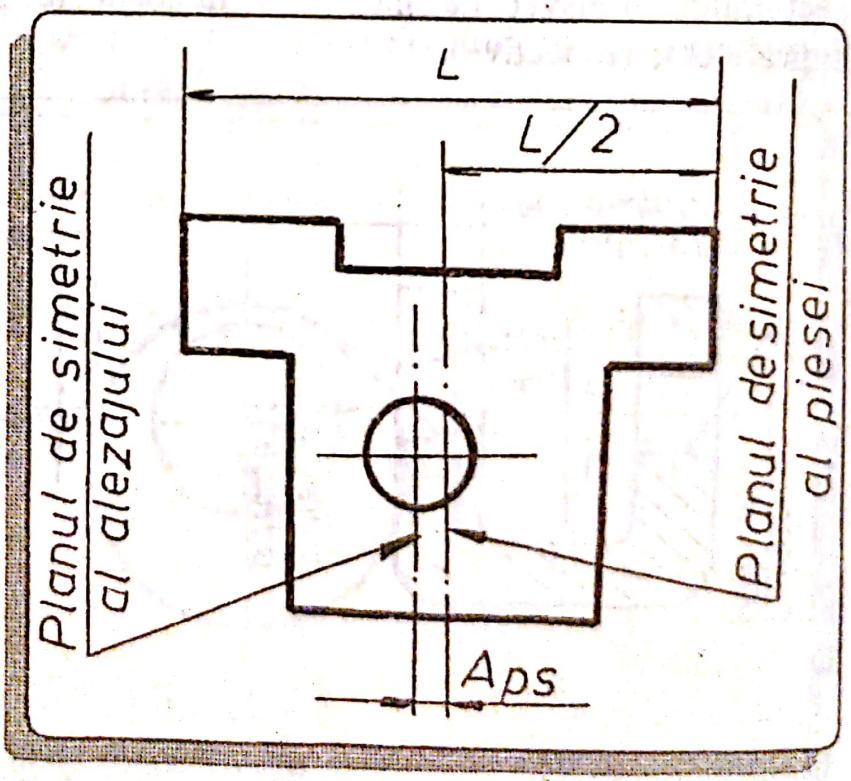


Fig.2.36. Abaterea de la simetrie

3.3. *Abateri de bătaie*

Abaterile de bătaie sunt:

Bătaia radială (ABr)

Este egală cu diferenţa dintre distanţa maximă şi distanţa minimă de la suprafaţa reală la axa de rotaţie de referinţă, măsurată în limitele lungimii de referinţă (fig.2.37).

După STAS 7384-85, se poate defini: ■ **bătaia circulară radială** determinată în plane perpendiculare pe axa de referinţă şi ■ **bătaia totală radială,** determinată pe întreaga lungime de referinţă.

Toleranţa la bătaia radială este egală cu valoarea maximă admisă a bătăii radiale.

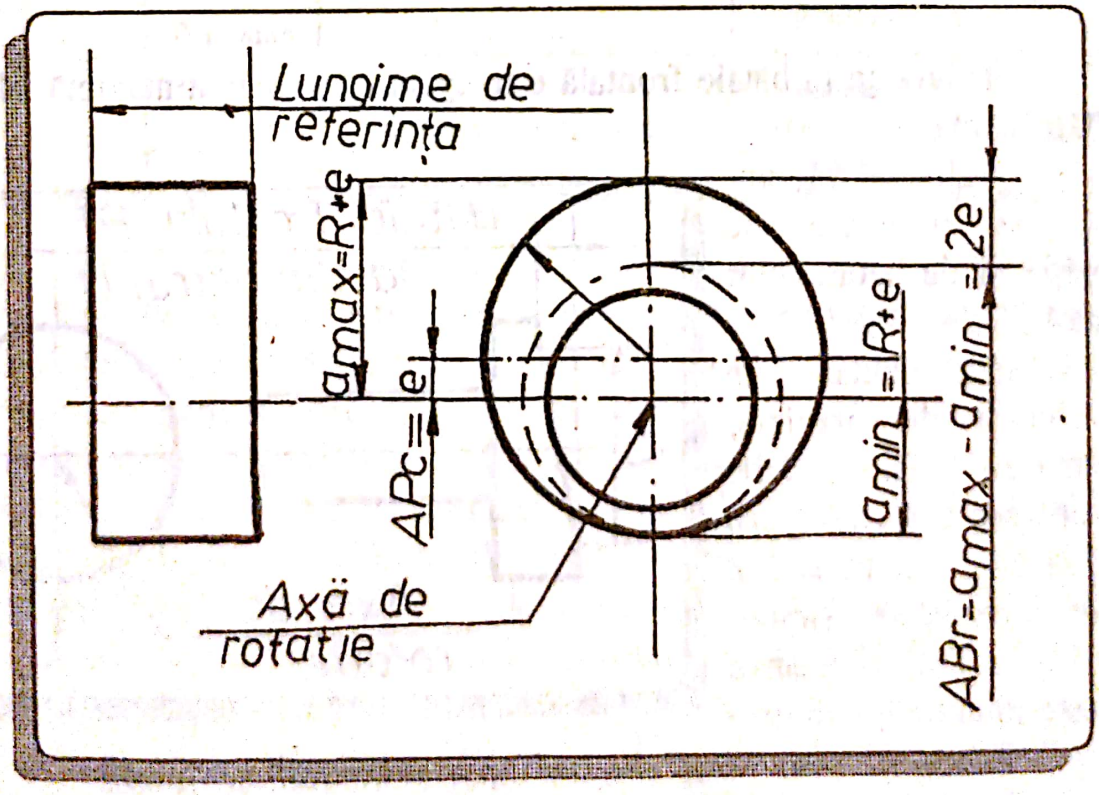


Fig.2.37. Bătaia radială

Bătaia radială apare la orice piesă în mişcare de rotaţie, la care axa de rotaţie nu coincide cu axa geometrică. Ea poate fi considerată ca o consecinţă a abaterii de la concentricitate.

Bătaia frontală (ABf)

Este egală cu diferenţa dintre distanţa maximă şi distanţa minimă de la suprafaţa frontală reală la un plan perpendicular pe axa de rotaţie de referinţă, măsurată în limitele lungimii de referinţă sau ale unui diametru dat (fig.2.38).

La fel ca mai sus, **bătaia circulară frontală** este determinată pentru o anumită poziţie radială, iar **bătaia totală frontală** este determinată pentru toate poziţiile radiale.

Toleranţa la bătaie frontală este egală cu valoarea maximă admisă a bătăii frontale.

Valorile toleranţelor de orientare, de poziţie şi de bătaie sunt date în STAS 7391 /3 ... 5-74. Sunt standardizate 12 clase de precizie, notate cu I, II, ..., XII, în ordinea descrescătoare a preciziei. În tabelul 2 sunt prezentate simbolurile stabilite pentru aceste toleranţe, conform STAS 7385/1-85, iar în fig.2.39 câteva exemple de înscriere pe desen.

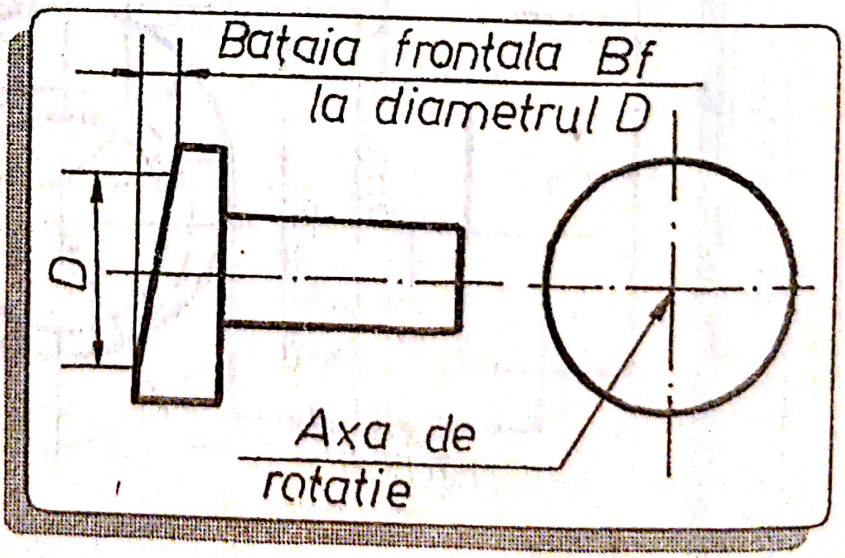


Fig.2.38. Bătaia frontală

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 2. *Simboluri pentru toleranţele de orientare, poziţie şi bătatie, conform STAS 7385/1-85*

Elementele la care se referă toleranţa	Tipul toleranţei	Denumirea toleranţei		Simbolul caracteristicii tolerate
Elemente asociate	Toleranţe de orientare	Toleranţa la paralelism		//
		Toleranţa la perpendicularitate		⊥
		Toleranţa la înclinare		∠
	Toleranţe de poziţie	Toleranţa la poziţia nominală		⌖
		Toleranţa la concentricitate şi coaxialitate		◎
		Toleranţa la simetrie		⌯
	Toleranţe de bătaie	Toleranţa bătăii circulare	radiale	↗
			frontale	
		Toleranţa bătaii totale	radiale	⌰
			frontale	

Datele privind toleranţele de orientare, de poziţie şi de bătaie se înscriu într-un cadru dreptunghiular (cadru de toleranţă), trasat cu linie continuă subţire şi împărţit, după caz, în trei sau mai multe căsuţe în care se înscriu, de la stânga la dreapta în ordinea indicată mai jos, următoarele date: ● simbolul caracteristicii tolerate; ● valoarea toleranţei în milimetri, precedată de simbolul ϕ dacă zona de toleranţă este circulară sau cilindrică; ● litera (literele) de identificare a bazei (bazelor) de referinţă. O bază de referinţă simplă este identificată printr-o literă majusculă (fig.2.39, a,b,f,h); o bază de referinţă comună, formată din două elemente de referinţă, este identificată prin două litere separate printr-o liniuţă (fig.2.39, c,e,g). Dacă sunt două sau mai multe baze de referinţă, a căror ordine de indicare nu este importantă, ele se înscriu una după alta, în căsuţa a treia, dacă ordinea de indicare a lor este importantă, se înscriu, în ordinea priorităţii, în căsuţe separate (fig.2.39, d).

Scanned with OKEN Scanner

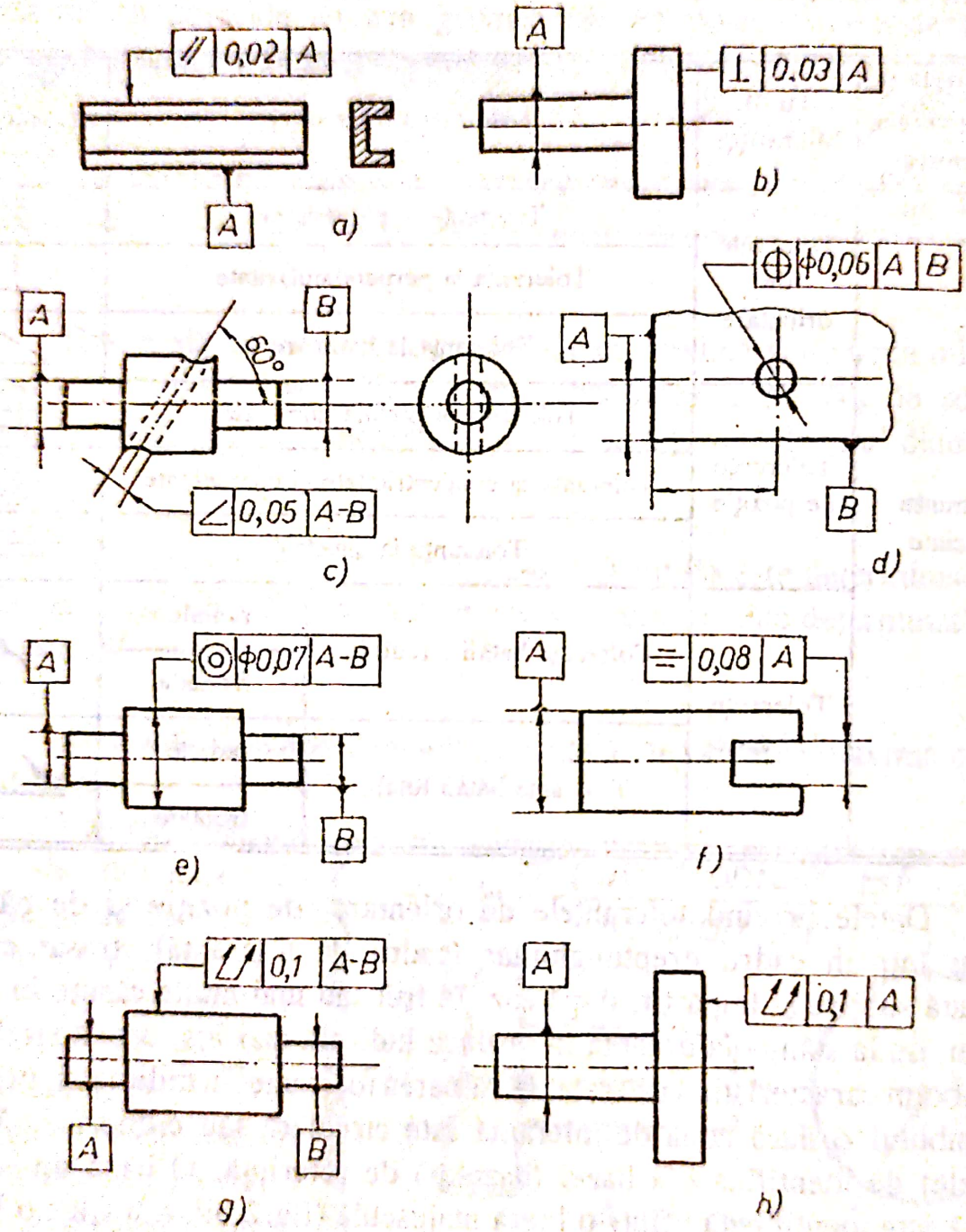


Fig.2.39. Exemple de înscriere pe desen a toleranţelor de orientare, de poziţie şi de bătaie

Scanned with OKEN Scanner

Capitolul III

LANŢURI DE DIMENSIUNI

1. Noţiuni generale şi clasificare

Prin lanţ de dimensiuni se înţelege un ansamblu de dimensiuni liniare sau unghiulare care formează un contur închis. Un lanţ de dimensiuni determină poziţia mai multor suprafeţe ale unei piese sau poziţia mai multor piese într-un ansamblu sau subansamblu.

Dimensiunile unui lanţ se împart în:

- **dimensiuni componente sau primare** care, în procesul de prelucrare, trebuie să fie obţinute la valorile prevăzute pe desenul de execuţie şi
- **dimensiunea de închidere,** care rezultă din dimensiunile componente ale lanţului şi se obţine ultima (în mod automat) atât la prelucrarea pieselor cât şi la asamblarea lor.

Dimensiunea de închidere nu se trece pe desenul de execuţie sau de ansamblu, chiar dacă este prevăzută cu valori sau abateri limită.

În fig.3.1 se dau câteva exemple de lanţuri de dimensiuni.

De obicei, în calcule, dimensiunile componente ale unui lanţ de dimensiuni liniare se notează cu o literă mare având ca indice numărul de ordine al dimensiunii în lanţ, ales în mod convenabil (de exemplu, $B_1, B_2, B_3; C_1, C_2$; ş.a.).

Dimensiunea de închidere se notează cu litera R (ca dimensiune rezultantă), având ca indice litera de notare a lanţului de dimensiuni (de exemplu R_B, R_C, etc.).

Reprezentarea schematică a lanţurilor de dimensiuni, pentru exemplele

din fig.3.1, este dată în fig.3.2.

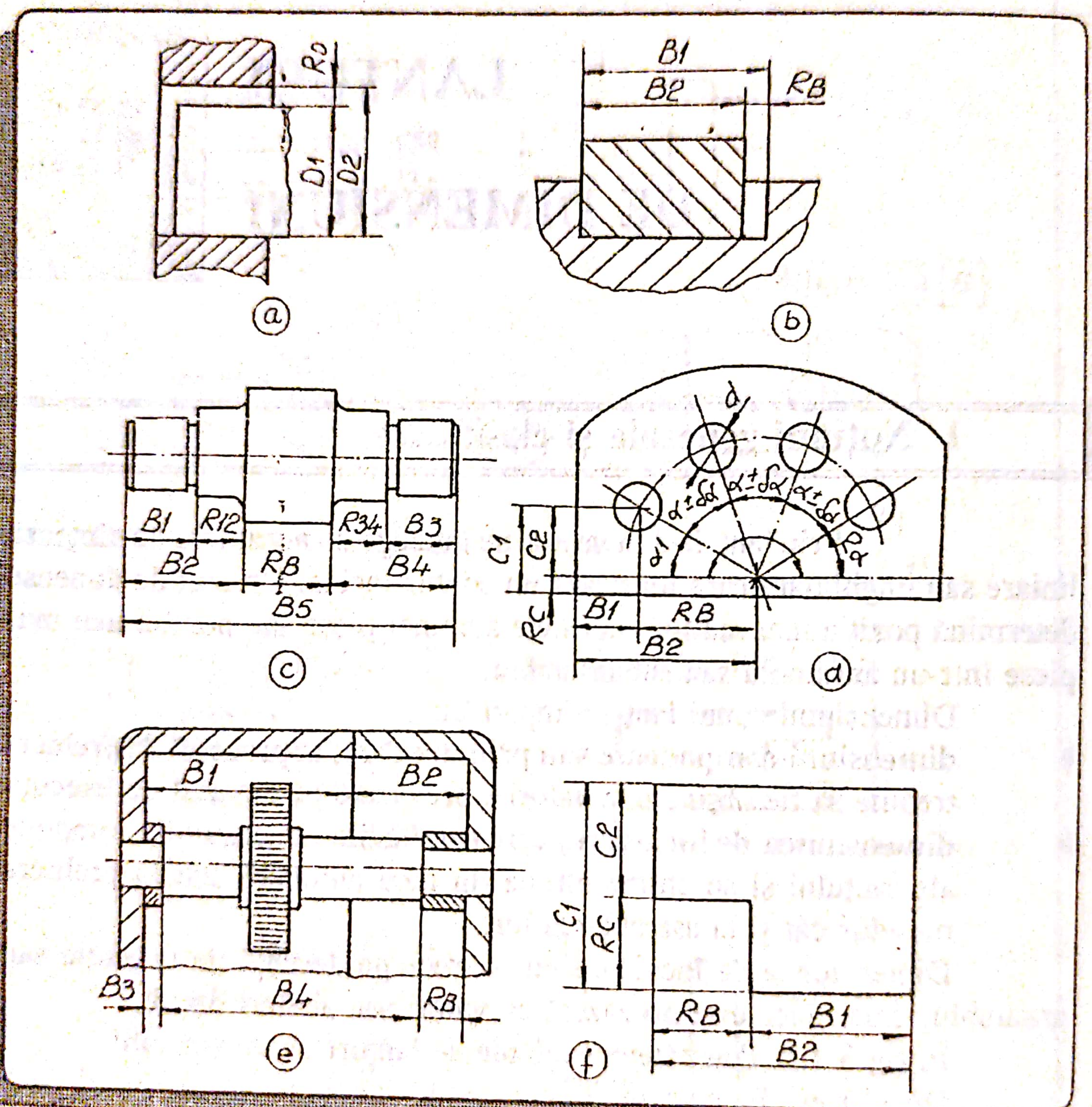


Fig.3.1. Exemple de lanţuri de dimensiuni:
a - asamblare cu joc între alezaj şi un arbore; b - asamblare cu joc între un canal şi o pană; c - cotele de lungime ale unui arbore în trepte; d - cotele unghiulare şi de lungime ale unor găuri prelucrate într-o placă; e - cotele de lungime la montarea unui arbore într-o carcasă; f - cotele de lungime ale unei decupări într-o placă.

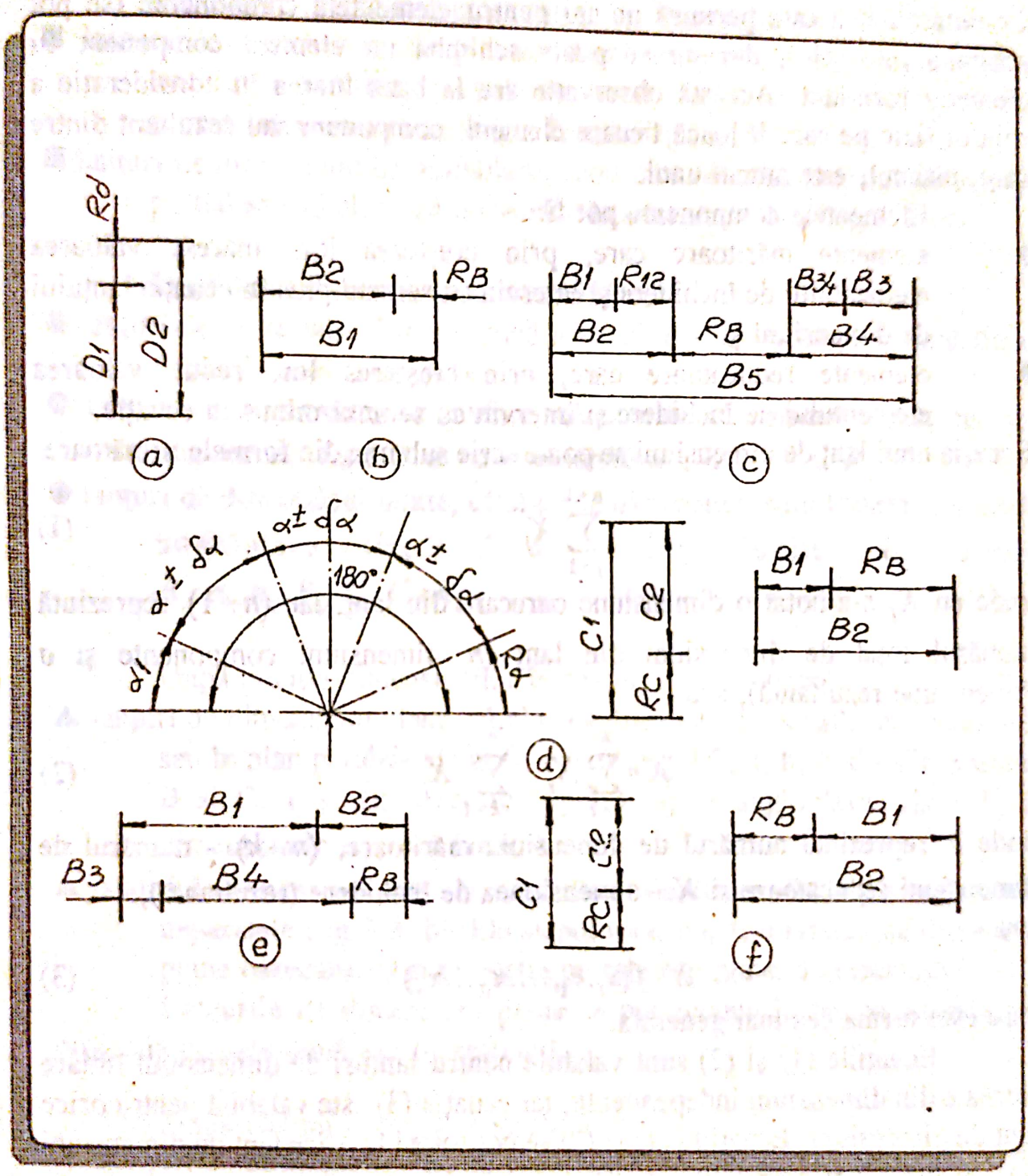


Fig.3.2. Reprezentare schematică a lanţurilor de dimensiuni

Pentru orice lanţ de dimensiuni, se poate scrie o ecuaţie, numită **ecuaţia lanţului de dimensiuni,** care are, într-un membru, elementul de

închidere (rezultant), iar în celălalt, suma elementelor componente. Comutativitatea este permisă numai pentru elementele componente (se pot schimba între ele), dar nu se poate schimba un element component cu elemetul rezultant. Această observaţie are la bază luarea în consideraţie a rolului fizic pe care îl joacă fiecare element, component sau rezultant dintre care, ultimul, este numai unul.

Elementele componente pot fi:

- elemente măritoare care, prin creşterea lor, măresc valoarea elementului de închidere şi intervin cu semnul plus în ecuaţia lanţului de dimensiuni şi
- elemente reducătoare care, prin creşterea lor, reduc valoarea elementului de închidere şi intervin cu semnul minus în ecuaţie.

Ecuaţia unui lanţ de dimensiuni se poate scrie sub una din formele următoare:

$$\sum_{j=1}^{n+1} X_j = 0 \qquad (1)$$

unde cu X_j s-a notat o dimensiune oarecare din lanţ, iar $(n+1)$ reprezintă numărul total de dimensiuni din lanţ (n dimensiuni componente şi o dimensiune rezultantă); sau

$$X = \sum_{j=1}^{k} X_j - \sum_{j=k+1}^{n} X_j \qquad (2)$$

unde k reprezintă numărul de dimensiuni măritoare; $(n-k)$ - numărul de dimensiuni reducătoare şi X - dimensiunea de închidere (rezultantă); sau

$$X = f(x_1, x_2, \ldots, x_j, \ldots x_n) \qquad (3)$$

care este forma cea mai generală.

Ecuaţiile (1) şi (2) sunt valabile pentru lanţuri de dimensiuni liniare formate din dimensiuni independente, iar ecuaţia (3) este valabilă pentru orice lanţ de dimensiuni. Ecuaţiile (1) şi (2) se pot folosi la orice lanţ de dimensiuni (plan sau spaţial) dacă termenii săi se scriu vectorial $(\vec{X}_j)$.

Clasificarea lanţurilor de dimensiuni se poate face după mai multe criterii.

Scanned with OKEN Scanner

După apartenenţa la o piesă sau la un ansamblu, se deosebesc:

■ lanţuri de dimensiuni ale pieselor luate individual, când dimensiunile lanţului determină, parţial sau total, mărimea, forma şi poziţia suprafeţelor unei piese (fig.3.2, a, b, c, d şi f).

■ lanţuri de dimensiuni de asamblare, când dimensiunile lanţului determină, parţial sau total, poziţia pieselor într-un ansamblu (fig.3.2, e).

După felul dimensiunilor, se deosebesc:

● lanţuri de dimensiuni liniare, când toate dimensiunile lanţului sunt liniare (fig.3.2, a, b, c, e, şi f).

● lanţuri de dimensiuni unghiulare, când toate dimensiunile lanţului sunt unghiulare (fig.3.2, d - dimensiunile α_1; $\alpha \pm \delta\alpha$ şi R_α).

● lanţuri de dimensiuni mixte, când unele dimensiuni sunt liniare, iar altele, unghiulare (fig.3.2, d - dimensiunile α; $\alpha \pm \delta\alpha$; $R_\alpha; B_1, B_2, R_B; C_1, C_2; R_C$).

După poziţia dimensiunilor în spaţiu, se deosebesc:

▲ lanţuri de dimensiuni plane, când toate dimensiunile se află în acelaşi plan sau în plan paralele şi pot fi: liniare (fig.3.2, a, b, c, d - dimensiunile B şi C, e şi f); oarecare (fig.3.3, a) şi unghiulare (fig.3.2, d - dimensiunile α_1, $\alpha \pm \delta\alpha, R_\alpha$).

▲ lanţuri de dimensiuni spaţiale, când dimensiunile se află în plane diferite şi neparalele (fig.3.3, b). Ele se pot reduce la trei lanţuri de dimensiuni plane oarecare, prin proiecţia pe cele trei plane de referinţă.

Lanţurile de dimensiuni plane se pot reduce la formă liniară, prin proiecţia pe cele două axe de referinţă.

După complexitate, se deosebesc:

▼ Lanţuri de dimensiuni simple, când lanţul de dimensiuni este independent de alte lanţuri (fig.3.2, a, b, c, e şi f).

▼ Lanţuri de dimensiuni complexe, când două sau mai multe lanţuri sunt legate între ele prin dimensiuni comune (fig.3.2, d - lanţul cu dimensiunile B_1, B_2, R_B, lanţul cu dimensiunile R_B, C_1, α_1 şi lanţul cu

Scanned with OKEN Scanner

dimensiunile $\alpha_1, \alpha \pm \delta\alpha, R_\alpha$).

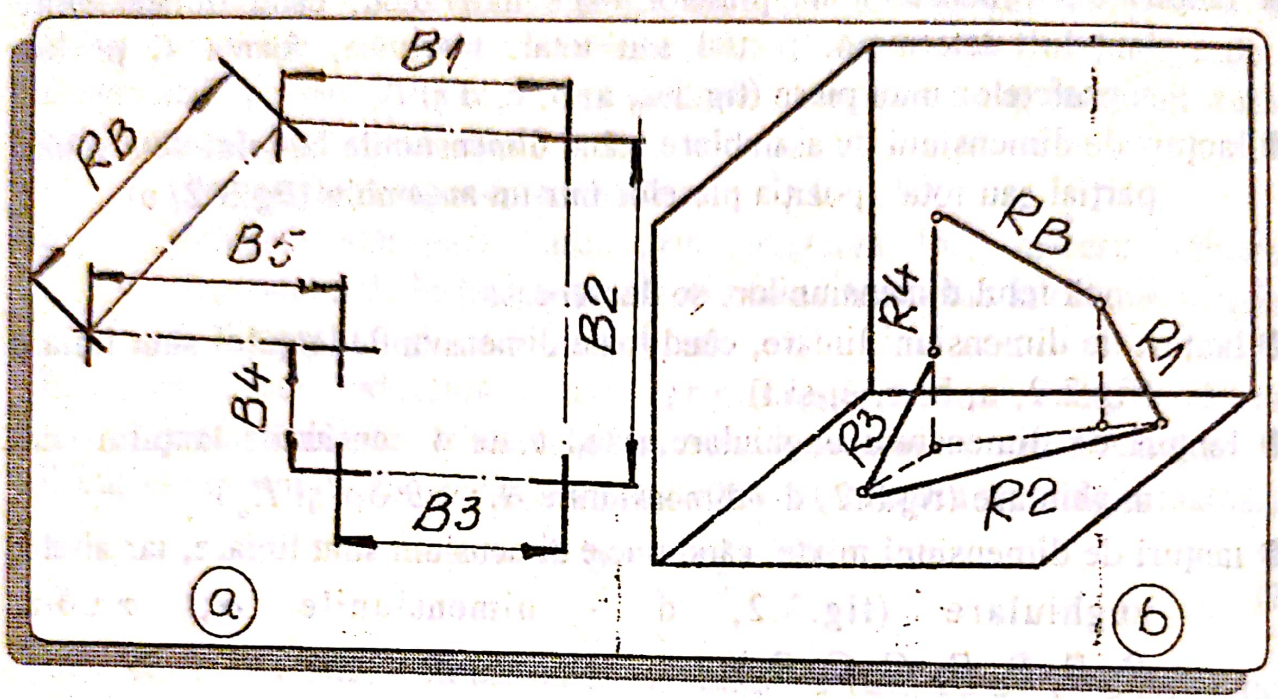


Fig.3.3. Lanţuri de dimensiuni: a - lanţ de dimensiuni plane, oarecare; b - lanţ de dimensiuni spaţiale

După baza de cotare, se deosebsc:

- Lanţuri de dimensiuni de bază de cotare unică, când dimensiunile componente (primare) au aceeaşi bază de cotare (fig.3.2, a, b, d - lanţurile de dimensiuni C_1, C_2, R_C şi B_1, B_2, R_B şi f - lanţurile de dimensiuni C_1, C_2, R_C şi B_1, B_2 şi R_B).
- Lanţuri de dimensiuni cu baze de cotare diferite sau cu dimensiuni în serie, când fiecare dimensiune a lanţului are altă bază de cotare decât celelalte dimensiuni (fig.3.2, c şi d - lanţul de dimensiuni $\alpha_1, \alpha \pm \delta\alpha, R_\alpha$)
- Lanţuri de dimensiuni cu cotare mixtă, când unele dimensiuni au aceeaşi bază de cotare iar altele au altă bază de cotare (fig.3.2, c şi d).

Scanned with OKEN Scanner

2. Metode pentru rezolvarea lanţurilor de dimensiuni.

Prin rezolvarea unui lanţ de dimensiuni, se înţelege stabilirea valorilor dimensiunilor nominale şi a toleranţelor acestora, pentru toate dimensiunile lanţului. Deoarece dimensiunile nominale se obţin, de obicei, din calcule de rezistenţă, rezolvarea lanţurilor de dimensiuni se referă la stabilirea preciziei, adică a toleranţelor sau abaterilor.

În rezolvarea lanţurilor de dimensiuni, se deosebesc două probleme, şi anume:

- **problema directă,** când se cunosc valorile nominale, toleranţele şi abaterile limită ale dimensiunilor componente (primare) şi se cere determinarea valorii nominale, a toleranţei şi abaterii limită pentru dimensiunea de închidere;

- **problema inversă,** când se cunosc valoarea nominală, toleranţa şi abaterea limită pentru dimensiunea de închidere precum şi valorile nominale ale dimensiunilor componente şi se cere determinarea toleranţelor şi abaterilor limită ale dimensiunilor componente.

Metodele care vor fi prezentate în continuare se referă la lanţurile de dimensiuni liniare, având în vedere că cele mai multe, din celelalte tipuri, se pot reduce sau asimila acestei forme.

Rezolvarea lanţurilor de dimensiuni speciale sau cazuri particulare, este tratată în lucrări de strictă specialitate.

2.1. Rezolvarea problemei directe a lanţurilor de dimensiuni liniare.

Principalele metode folosite pentru rezolvarea problemei directe a lanţurilor de dimensiuni liniare sunt următoarele:

- metoda de maxim şi minim;

Scanned with OKEN Scanner

- metoda algebrică;
- metoda probabilistică.

2.1.1. Metoda de maxim şi minim

Pentru aplicarea acestei metode, este necesar ca dimensiunile componente (primare) ale lanţului să fie realizate strict între limitele prescrise şi, fără nici o sortare, ajustare sau reglare prealabilă, să se obţină precizia prescrisă a dimensiunii de închidere.

Să considerăm cazul general al unui lanţ de dimensiuni liniare cu n dimensiuni componente (B_1, B_2, ...B_j, ..., B_n) şi cu dimensiunea de închidere R_B. Conform relaţiei (2), ecuaţia lanţului de dimensiuni are forma:

$$R_B = \sum_{j=1}^{k} B_j - \sum_{j=k+1}^{n} B_j . \qquad (4)$$

Observaţie. Există lanţuri de dimensiuni în care toate dimensiunile componente (primare) sunt măritoare, caz în care, termenul al doilea din membrul drept lipseşte. Nu există lanţuri de dimensiuni în care toate dimensiunile componente sunt reducătoare deci, orice lanţ de dimensiuni are, cel puţin, o dimensiune măritoare.

Ecuaţii de forma (4) pot fi scrise şi pentru valorile nominale şi valorile limită maximă şi minimă ale dimensiunilor din lanţ. Astfel:

$$N_{R_B} = \sum_{j=1}^{k} N_{R_j} - \sum_{j=k+1}^{n} N_{R_j}, \qquad (5)$$

$$R_{B\max} = \sum_{j=1}^{k} R_{j\max} - \sum_{j=k+1}^{n} R_{j\min}, \qquad (6)$$

$$R_{B\min} = \sum_{j=1}^{k} R_{j\min} - \sum_{j=k+1}^{n} R_{j\max} . \qquad (7)$$

Abaterile limită ale dimensiunii de închidere (As_{R_B} - abatere superioară şi Ai_{R_B} - abatere inferioară) sunt date de relaţiile:

$$As_{R_B} = R_{B\max} - N_{R_B},$$

$$Ai_{R_B} = R_{B\min} - N_{R_B}. \tag{8}$$

Înlocuind $N_{R_B}, R_{B\max}$ şi $R_{B\min}$ cu expresiile date de relaţiile (9) şi respectiv (11), se obţine:

$$As_{R_B} = \sum_{j=1}^{k} As_{R_j} - \sum_{j=k+1}^{n} Ai_{R_j},$$
$$Ai_{R_B} = \sum_{j=1}^{k} Ai_{R_j} - \sum_{j=k+1}^{n} As_{R_j}. \tag{9}$$

unde cu As_{R_j} şi Ai_{R_j} s-au notat abaterea limită superioară şi respectiv abaterea limită inferioară pentru dimensiunea oarecare R_j.

Toleranţa la dimensiunea de închidere (T_{R_B}) este:

$$T_{R_B} = As_{R_B} - Ai_{R_B} = \left(\sum_{j=1}^{k} As_{R_j} - \sum_{j=1}^{n} Ai_{R_j}\right) + \left(\sum_{j=k+1}^{n} As_{R_j} - \sum_{j=k+1}^{n} Ai_{R_j}\right) =$$
$$= \sum_{j=1}^{k} T_{R_j} + \sum_{j=k+1}^{n} T_{R_j} = \sum_{j=1}^{n} T_{R_j}. \tag{10}$$

unde cu T_{R_j} s-a notat toleranţa dimensiunii R_j.

Ecuaţia (10), numită şi ecuaţia toleranţelor unui lanţ de dimensiuni, ne arată că mărimea toleranţei elementului de închidere este egală cu suma toleranţelor dimensiunilor componente ale lanţului. Pe această bază, se recomandă ca un lanţ de dimensiuni să aibă un număr cât mai mic de dimensiuni, pentru a nu se obţine o toleranţă prea mare a dimensiunii de închidere.

În cazurile când se cere să se determine valoarea nominală, toleranţa sau abaterile limită ale unei dimensiuni componente (primare), cunoscîndu-se valorile nominale, toleranţa şi abaterile limită ale celorlalte dimensiuni primare şi dimensiunii de închidere, calculele se vor efectua, riguros, după relaţiile (5), (8), (9) şi (10). În caz contrar, rezultatele obţinute vor fi eronate.

Scanned with OKEN Scanner

2.1.2 Metoda algebrică (metoda interschimbabilităţii totale)

Metoda algebrică se aplică la rezolvarea lanţurilor de dimensiuni de acelaşi fel şi asigură obţinerea preciziei elementului de închidere fără o sortare, compensare sau ajustare prealabilă a dimensiunilor primare ale pieselor. Cel mai bun exemplu este cel al montării ansamblurilor din piese complet schimbabile, de unde a provenit şi cea de a doua denumire (metoda interschimbabilităţii totale).

În aplicarea acestei metode se porneşte de la faptul că, într-o sumă sau o diferenţă de mărimi tolerate, fiecare mărime trebuie luată sub formă desfăşurată (valoare nominală şi abateri limită) după care se adună sau se scad între ele părţile de acelaşi fel. În cazul diferenţei, semnul minus, în faţa unei mărimi tolerate, schimbă semnul valorii nominale cât şi semnele abaterilor şi locul acestora (abaterea superioară va deveni inferioară, iar cea inferioară va deveni superioară).

Astfel, pentru cazul general al unui lanţ de dimensiuni cu n dimensiuni primare:

$$R_B = B_1 + B_2 + \ldots + B_j + \ldots + B_n, \tag{11}$$

se poate scrie:

$$N_{R_B}^{+As_{R_B}}{}_{+Ai_{R_B}} = N_{B_1}^{+As_{B_1}}{}_{+Ai_{B_1}} + N_{B_2}^{+As_{B_2}}{}_{+Ai_{B_2}} + \ldots + N_{B_j}^{+As_{B_j}}{}_{+Ai_{B_j}} +$$

$$+ \ldots + N_{B_n}^{+As_{B_n}}{}_{+Ai_{B_n}} = \left(N_{B_1} + N_{B_2} + \ldots + N_{B_j}\right)^{+As_{B_1}+\ldots+As_{B_n}}_{+Ai_{B_1}+\ldots+Ai_{B_n}} =$$

$$= \left(\sum_{j=1}^{n} N_{B_j}\right)^{+\sum_{j=1}^{n} As_{B_j}}_{+\sum_{j=1}^{n} Ai_{B_j}}, \tag{12}$$

unde cu *As* şi *Ai* s-au notat abaterile superioare şi respectiv inferioare, cuprinzând atât valorile cât şi semnul acestora.

Dacă dintre cele n dimensiuni primare, m se adună şi restul de (n-m) se scad, ecuaţia (12) devine:

Scanned with OKEN Scanner

$$N_{R_B}{}^{+As_{R_B}}_{+Ai_{R_B}} = \left(\sum_{j=1}^{m} N_{B_j}\right)^{+\sum_{j=1}^{m} As_{B_j}}_{+\sum_{j=1}^{m} Ai_{B_j}} - \left(\sum_{j=m+1}^{n} N_{B_j}\right)^{+\sum_{j=m+1}^{n} As_{B_j}}_{+\sum_{j=m+1}^{n} Ai_{B_j}} =$$

$$= \left(\sum_{j=1}^{m} N_{B_j}\right)^{+\sum_{j=1}^{m} As_{B_j}}_{+\sum_{j=1}^{m} Ai_{B_j}} - \left(\sum_{j=m+1}^{n} N_{B_j}\right)^{-\sum_{j=m+1}^{n} Ai_{B_j}}_{-\sum_{j=m+1}^{n} As_{B_j}}. \qquad (13)$$

Ca de exemplu, să considerăm un lanţ cu n = 4 dimensiuni primare:

$$B_1 = 140^{+0,140}_{+0,025}\ mm;\ B_2 = 80^{+0,050}_{-0,020}\ mm;$$

$$B_3 = 45^{-0,030}_{-0,110}\ mm;\ B_4 = 35^{+0,060}_{-0,020}\ mm$$

iar ecuaţia lanţului de dimensiuni este:

$$R_B = B_1 + B_2 - B_3 - B_4.$$

Conform celor arătate mai sus, se obţine:

$$\left(N_{R_B}\right)^{+As_{R_B}}_{+Ai_{R_B}} = 140^{+0,140}_{+0,025} + 80^{+0,050}_{-0,020} - 45^{+0,110}_{+0,030} - 35^{+0,020}_{-0,060} =$$

$$= (140+80-45-35)^{+(0,140+0,050+0,110+0,020)}_{+(0,025-0,020+0,030-0,060)} = 140^{+0,320}_{-0,025}\ mm,$$

sau direct, aplicând ecuaţia (13):

$$\left(N_{R_B}\right)^{+As_{R_B}}_{+Ai_{R_B}} = (140+80)^{+(0,140+0,050)}_{+(0,025-0,020)} - (45+35)^{-(-0,110-0,020)}_{-(-0,030+0,060)} =$$

$$= 220^{+0,190}_{+0,005} - 80^{+0,130}_{-0,030} = 140^{+0,320}_{-0,025}$$

Metoda algebrică conduce la acelaşi rezultat ca şi metoda de maxim şi minim, dar este mai rapidă şi mai simplu de aplicat.

Scanned with OKEN Scanner

2.1.3 Metoda probabilistică (metoda interschimbabilităţii parţiale).

Interschimbabilitatea pieselor şi subansamblelor, după caracterul său, poate fi totală sau parţială. Interschimbabilitatea totală (completă) are loc în cazul când toate ansamblurile obţinute din piese interschimbabile, au precizia cerută, iar cea parţială (incompletă), în cazul în care, la montare, există riscul să se obţină ansambluri a căror precizie nu corespunde celei cerute. Legat de aceasta, se defineşte noţiunea de grad de interschimbabilitate q_i care, în ipoteza că dimensiunile de închidere au o lege normală de distribuire, este dat de relaţia (vezi prg. 1.5.1.3):

$$q_i = 2\Phi(z), \tag{14}$$

iar riscul r_R, va fi:

$$r_R = 1 - q_i = 1 - 2\Phi(z). \tag{15}$$

Metoda probabilistică se foloseşte în cazurile când, din motive de simplificare a prelucrării pieselor, unele dimensiuni componente ale lanţului de dimensiuni, se realizează cu toleranţe mai mari decât cele prescrise de proiectant, astfel că la montare, există riscul ca o parte din ansambluri să nu aibă precizia cerută. Din acest motiv, metoda mai este numită şi metoda interschimbabilităţii parţiale.

În cadrul acestei metode, se calculează **toleranţa probabilă** sau practică a dimensiunii de închidere cu ajutorul relaţiei:

$$T_{R_{Bpr}} = \sqrt{\sum_{j=1}^{n} T_{B_j}}, \tag{16}$$

în care cu $T_{R_{Bpr}}$ s-a notat toleranţa probabilă a dimensiunii de închidere, iar cu T_{B_j} - toleranţa unei dimensiuni primare oarecare B_j.

În ce priveşte determinarea valorii nominale a dimensiunii de închidere (N_{R_B}), ea se realizează prin metoda de maxim şi minim sau prin metoda algebrică. Aceasta deoarece valorile nominale ale dimensiunilor

Scanned with OKEN Scanner

primare sunt constante, iar dispersia $D(N_{B_j})$ şi abaterea medie pătratică $\sigma(N_{B_j})$ sunt egale cu zero, în timp ce dimensiunile primare sunt mărimi cu caracter întâmplător şi au distribuţii proprii.

Relaţia (16) poate fi obţinută în felul următor:

Pornind de la proprietatea conform căreia dispersia unei sume de mărimi întâmplătoare este egală cu suma dispersiilor mărimilor întâmplătoare respective, pentru dimensiunea de închidere, se poate scrie:

$$D(R_B) = D(B_1) + D(B_2) + \ldots + D(B_n) = \sum_{j=1}^{n} D(B_j). \qquad (17)$$

Dar $D(R_B) = \sigma^2(R_B)$, (18)

de unde se obţine:

$$\sigma^2(R_B) = \sigma^2(B_1) + \sigma^2(B_2) + \ldots + \sigma^2(B_n) = \sum_{j=1}^{n} \sigma^2(B_j), \qquad (19)$$

sau

$$\sigma(R_B) = \sqrt{\sum_{j=1}^{n} \sigma^2(B_j)}.$$

Conform relaţiei (48) din cap. IV, abaterea medie pătratică relativă λ, este:

$$\lambda = \frac{2\sigma}{W},$$

iar pentru legea de distribuţie normală, considerată ca etalon, $W = 6\sigma$ şi $\lambda_e = \frac{1}{3}$ (W este amplitudinea intervalului de împrăştiere, iar λ_e - abaterea medie pătratică relativă pentru legea de distribuţie etalon).

Dacă amplitudinea intervalului de împrăştiere se consideră egală cu toleranţa ($W = T$), se poate scrie:

$$\lambda = \frac{2\sigma}{T} = \frac{\sigma}{0{,}5T}, \qquad (20)$$

iar coeficientul de împrăştiere relativă ($k = \lambda/\lambda_e$), care caracterizează împrăştierea după o lege dată în comparaţie cu legea de distribuţie normală

Scanned with OKEN Scanner

este:

$$k = 3\lambda = \frac{3\sigma}{0{,}5T} = \frac{6\sigma}{T}. \tag{21}$$

Din relaţiile (19) şi (20), se obţine:

$$\lambda_{R_B} \cdot T_{R_B} = \sqrt{\sum_{j=1}^{n} B_j^2 \cdot T_{B_j}^2}. \tag{22}$$

Pentru λ_{R_B} şi λ_{B_j}, se poate scrie:

$$\lambda_{R_B} = k_{R_B} \cdot \lambda_e \text{ şi } \lambda_{B_j} = k_{B_j} \cdot \lambda_e \tag{23}$$

şi cu acestea relaţia (22) devine:

$$k_{R_B} \cdot \lambda_e \cdot T_{R_{Bpr}} = \sqrt{\sum_{j=1}^{n} k_{B_j}^2 \cdot \lambda_e^2 \cdot T_{B_j}^2}$$

unde se obţine:

$$T_{R_{Bpr}} = \frac{1}{k_{R_B}} \sqrt{\sum_{j=1}^{n} k_{B_j}^2 \cdot T_{B_j}^2} \tag{24}$$

Presupunând că toate dimensiunile primare au, pentru valorile efective, o lege de distribuţie normală, atunci dimensiunea de închidere se va supune aceleaşi legi normale de distribuţie şi deci: $k_{R_B} = k_{B_j} = 1$ şi

$$T_{R_{Bpr}} = \sqrt{\sum_{j=1}^{n} T_{B_j}}$$

Din această relaţie, se observă că toleranţa dimensiunii de închidere determinată prin metoda probabilistică, (rel. 16) este mai mică decât cea obţinută prin metoda de maxim şi minim sau prin metoda algebrică (fig.3.4). Aceasta este important, mai ales, la rezolvarea problemei inverse (de proiectare) a lanţurilor de dimensiuni.

Scanned with OKEN Scanner

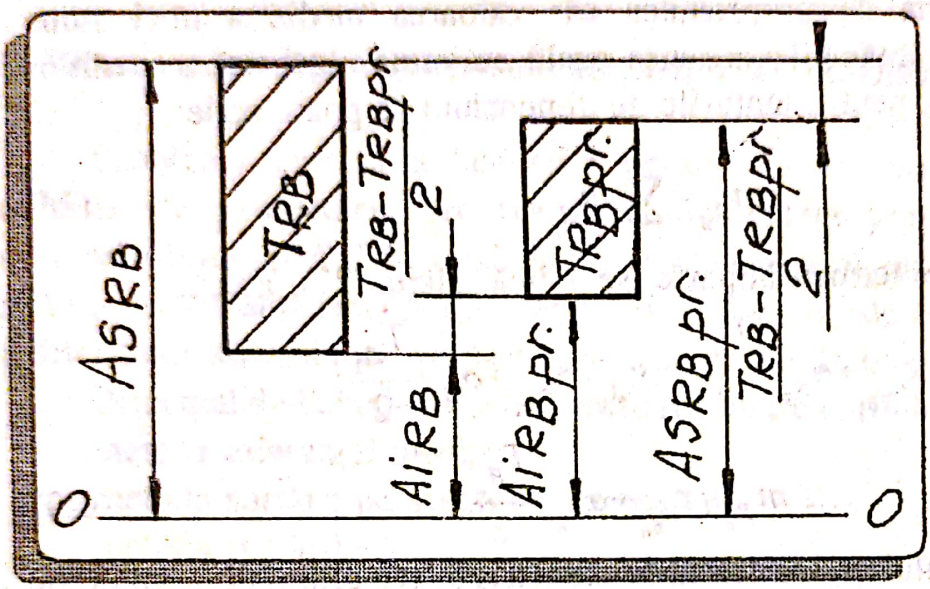


Fig.3.4. Toleranţa teoretică şi toleranţa probabilă a dimensiunii de închidere

Abaterile limită probabile (practice) ale dimensiunii de închidere se pot calcula, în funcţie de abaterile limită teoretice stabilite prin metoda de maxim şi minim sau prin metoda algebrică sau, în funcţie de valoarea centrală a dimensiunii de închidere.

În primul caz (fig.3.4), abaterile limită probabile sunt date de relaţiile:

$$As_{R_{Bpr}} = As_{R_B} - \frac{T_{R_B} + T_{R_{Bpr}}}{2};$$

$$Ai_{R_{Bpr}} = Ai_{R_B} + \frac{T_{R_B} + T_{R_{Bpr}}}{2}. \qquad (25)$$

În al doilea caz, se porneşte de la expresia coeficientului de asimetrie relativă α (vezi cap. IV) care caracterizează deplasarea valorii medii m a unei mărimi întâmplătoare faţă de mijlocul câmpului de împrăştiere (valoarea centrală) x_c:

$$\alpha = \frac{m - x_c}{\frac{W}{2}} = \frac{m - x_c}{\frac{T}{2}}, \qquad (26)$$

de unde:

$$m = x_c + \alpha \frac{T}{2}. \qquad (27)$$

Ţinând seama de proprietatea că: valoarea medie a unei sume algebrice de mărimi întâmplătoare este egală cu suma algebrică a mediilor mărimilor respective, pentru lanţurile de dimensiuni se poate scrie:

$$m_{R_B} = \sum_{j=1}^{n} m_{B_j}. \tag{28}$$

Pentru fiecare termen în parte, se aplică relaţia (27), adică:

$$m_{R_B} = x_{c_{R_B}} + \alpha_{R_B} \cdot \frac{T_{R_B}}{2};\ m_{B_1} = x_{c_{B_1}} + \alpha_{B_1} \cdot \frac{T_{B_1}}{2};\ \ldots$$

$$\ldots;\ m_{B_n} = x_{c_{B_n}} + \alpha_{B_n} \cdot \frac{T_{B_n}}{2}. \tag{29}$$

Datorită faptului că, indiferent de asimetria distribuţiilor dimensiunilor primare, distribuţia dimensiunii de închidere tinde către o distribuţie simetrică, se poate considera $\alpha_{R_B} = 0$ şi prin urmare, relaţia (28) devine:

$$x_{c_{R_B}} = \sum_{j=1}^{n} \left(x_{c_{B_j}} + \alpha_{B_j} \cdot \frac{T_{B_j}}{2} \right). \tag{30}$$

Dacă şi distribuţiile elementelor primare sunt simetrice: $\alpha_{B_j} = 0$ şi

$$x_{c_{R_B}} = \sum_{j=1}^{n} x_{c_{B_j}}. \tag{31}$$

Abaterile limită ale dimensiunii de închidere, calculate faţă de mijlocul câmpului de toleranţă, sunt date de relaţiile:

$$As_{R_{Bpr}} = x_{c_{R_B}} + \frac{T_{R_{Bpr}}}{2},$$

$$Ai_{R_{Bpr}} = x_{c_{R_B}} - \frac{T_{R_{Bpr}}}{2}. \tag{32}$$

Metoda probabilistică este rapidă, simplu de aplicat, se poate folosi la lanţuri cu mai multe dimensiuni, dar există un risc de nepotrivire la asamblare care perturbă ritmicitatea montării în sensul că piesele nepotrivite se înlocuiesc cu altele până când asamblarea se poate realiza.

Scanned with OKEN Scanner

2.2. Rezolvarea problemei inverse a lanţurilor de dimensiuni.

Problema inversă a lanţurilor de dimensiuni mai este numită şi **problema de proiectare,** iar din punct de vedere practic ea este şi o **problemă tehnologică.** Din acest motiv, rezolvarea problemei inverse trebuie făcută în concordanţă cu condiţiile tehnologice concrete de realizare a pieselor şi a diferitelor ansambluri, respectîndu-se condiţiile impuse la proiectare.

Principalele metode folosite pentru rezolvarea problemei inverse sunt:

- metoda toleranţei medii;
- metoda sortării pe grupe de dimensiuni;
- metoda reglării.
- metoda ajustării;

2.2.1 Metoda toleranţei medii.

Această metodă se poate aplica cu uşurinţă şi rapiditate, la producţia de serie mare şi de masă. Ea constă în următoarele:

Dacă se presupune că dimensiunile primare ale unui lanţ de dimensiuni au valorile nominale egale, atât ca importanţă funcţională cât şi ca dificultate tehnologică de realizare, atunci toleranţele lor sunt egale între ele şi egale cu o toleranţă medie calculată cu relaţia:

$$T_{B_j} = \frac{T_{R_B}}{n}. \qquad (33)$$

Această tolaranţă este considerată doar ca valoare orientativă şi deci, pentru fiecare dimensiune primară, în funcţie de mărimea ei, de importanţa ei în lanţul de dimensiuni şi de dificultăţile tehnologice de realizare, se stabileşte o toleranţă mai mare, egală sau mai mică decât toleranţa medie.

Valorile abaterilor limită, adică poziţia toleranţelor faţă de valorile nominale ale dimensiunilor primare, se stabilesc astfel:

- pentru toleranţele dimensiunilor primare măritoare, se stabileşte o poziţie identică cu poziţia toleranţei dimensiunii de închidere (în aceeaşi proporţie de o parte şi de alta a liniei zero);

❑ pentru toleranţele dimensiunilor primare reducătoare, se stabileşte o poziţie inversă poziţiei toleranţei dimensiunii de închidere.

Toleranţele pot avea şi alte poziţii, obţinute prin mărirea sau micşorarea cu aceeaşi valoare şi în acelaşi sens, a abaterilor limită determinate ca mai sus.

Determinarea toleranţelor dimensiunilor primare se poate realiza şi probabilistic. Astfel, dacă presupunem că toleranţele dimensiunilor primare sunt egale între ele, conform relaţiei (16), se obţine:

$$T_{B_j} = \frac{T_{R_B}}{\sqrt{n}}. \qquad (34)$$

Pentru exemplificarea acestei metode să considerăm lanţul de dimensiuni prezentat schematic în fig.3.5, pentru care dimensiunea de închidere este $R_B = 25^{+0,7}_{-0,3}\ mm$ iar dimensiunile primare au valorile nominale: $N_{B_1} = 140\ mm$; $N_{B_2} = 40\ mm$; $N_{B_3} = 75\ mm$; $N_{B_4} = 20\ mm$; $T_{R_B} = 0,7 + 0,3 = 1,0\ mm$

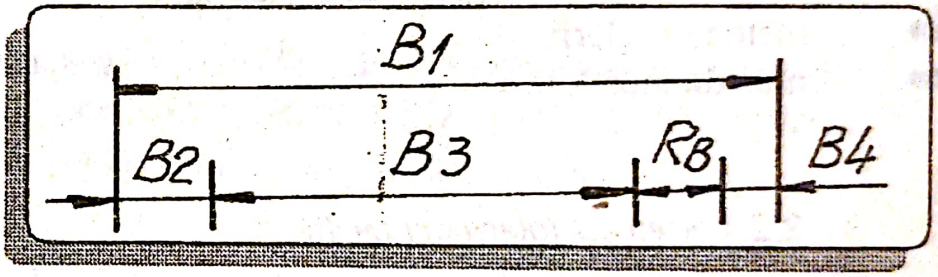


Fig.3.5. Exemplu de lanţ de dimensiuni

$$T_{B_j} = \frac{1,0}{4} = 0,25\ mm.$$

Presupunând o anumită importanţă a dimensiunilor şi o anumită tehnologie de realizare, stabilim toleranţele: $T_{B_1} = 0,35\ mm$; $T_{B_2} = 0,25\ mm$; $T_{B_3} = 0,30\ mm$; $T_{B_4} = 0,10\ mm$.

Pentru stabilirea abaterilor limită, observăm că toleranţa dimensiunii de închidere se află, în proporţie de 7/10 deasupra liniei zero şi în proporţie de 3/10 sub linia zero.

Prin urmare, pentru dimensiunea măritoare B_1, se obţin abaterile

limită:

$As_{B_1} = 0{,}245\ mm$ şi $Ai_{B_1} = 0{,}105\ mm$, adică $B_1 = 140^{+0{,}450}_{-0{,}105}\ mm$, pentru dimensiunile reductoare (B_2, B_3, B_4) se obţin:

$$B_2 = 40^{+0{,}075}_{-0{,}175}\ mm;\ B_3 = 75^{+0{,}09}_{-0{,}21}\ mm;\ B_4 = 20^{+0{,}03}_{-0{,}07}\ mm.$$

Calculând abaterile limită, cu relaţiile (8) (pentru verificare), se constată că valorile obţinute sunt corecte.

2.2.2. *Metoda sortării pe grupe de dimensiuni.*

Această metodă se aplică în cazurile când toleranţa dimensiunii de închidere este mică sau foarte mică, astfel că celelalte dimensiuni ale lanţului trebuie să aibă toleranţe extrem de mici, care sunt neeconomic sau chiar imposibil de realizat în condiţiile tehnice actuale. În aceste cazuri, problema se poate rezolva în felul următor:

- se măresc de n ori toleranţele T_{B_j}, astfel ca valorile $T_{B_{jec}} = nT_{B_j}$, numite şi toleranţe economice, să poată fi realizate în condiţii economice;
- după prelucrare, piesele se măsoară şi se sortează în n grupe de dimensiuni, fiecare în limitele toleranţei T_{B_j}, prescrise; numărul grupelor de sortare se stabileşte în funcţie de mărimea toleranţelor prescrise iniţial şi de toleranţa economică de prelucrare;

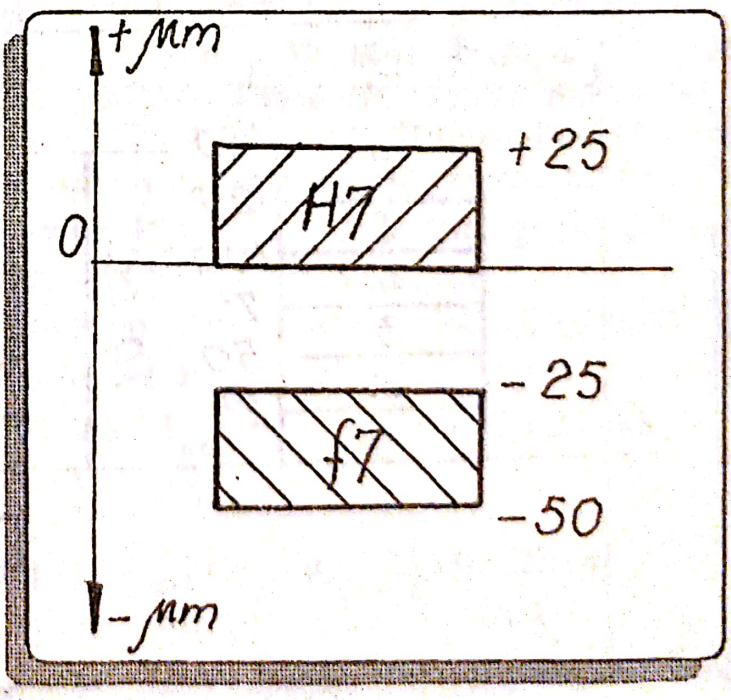


Fig.3.6. Reprezentarea schematică a ajustajului cu joc H7/f7

se realizează asamblarea numai între piese aparţinând grupelor cu acelaşi număr de ordine obţinându-se, indiferent de grupele de sortare, aceeaşi toleranţă T_{R_B} pentru dimensiunea de închidere.

Pentru înţelegerea principiului metodei, să considerăm, ca exemplu, un ajustaj (unul din cele mai simple lanţuri de dimensiuni), şi anume ajustajul cu joc H7/f7 (fig.3.6) ($45H7 = 45\,^{+0,025}_{0}\ mm$ şi $45f7 = 45\,^{-0\ 0,025}_{-0\ 0,050}\ mm$). În acest caz diametrul alezajului şi diametrul arborelui sunt dimensiuni primare, iar jocul rezultat este dimensiunea de închidere. Se observă că toleranţele celor două diametre (T_D - alezaj; T_d - arbore) sunt egale $T_D = T_d = 0{,}025\ mm$, iar valorile limită ale jocului sunt:

$$J_{max} = A_s - a_i = 25 + 50 = 75\ \mu m;\quad J_{min} = A_i - a_s = 0 + 25 = 25\ \mu m.$$

Toleranţa teoretică a jocului (a dimensiunii de închidere) T_j, este:

$$T_j = J_{max} - J_{min} = 75 - 25 = 50\ \mu m.$$

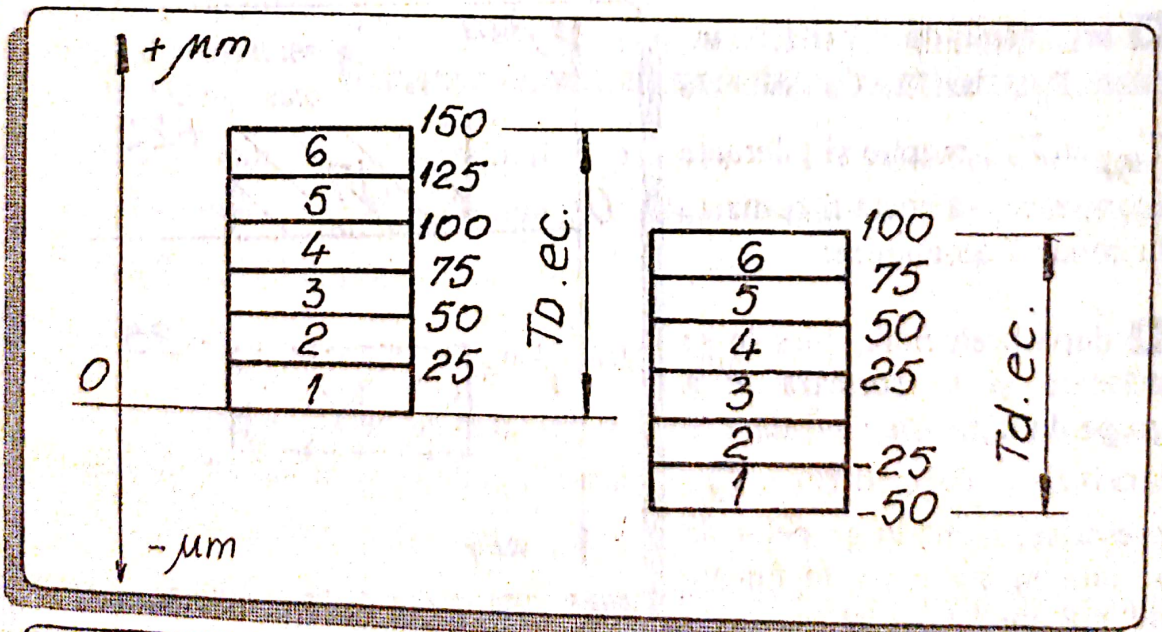


Fig.3.7. Toleranţele economice şi grupele de sortare, în cazul $T_D = T_d$

Să considerăm n = 6 şi deci:

$$T_{D.ec} = n \cdot T_D;\ T_{d.ec} = n \cdot T_d;\ T_{D.ec} = T_{d.ec} = 6 \cdot 0{,}025 = 0{,}150\ mm$$

Se recomandă ca abaterile limită economice (poziţia toleranţelor economice) să se stabilească pornind de la toleranţele iniţiale, astfel încât câmpul de toleranţă unitar să aibă aceeaşi poziţie, iar jocurile limită iniţiale să se menţină. Astfel, pentru exemplul considerat, pe desenele de execuţie ale alezajului şi arborelui, se vor trece cotele:

- pentru alezaj

$45\,^{+0,150}_{0}\ mm$, iar

- pentru arbore

$45\,^{+0,100}_{-0,050}\ mm$.

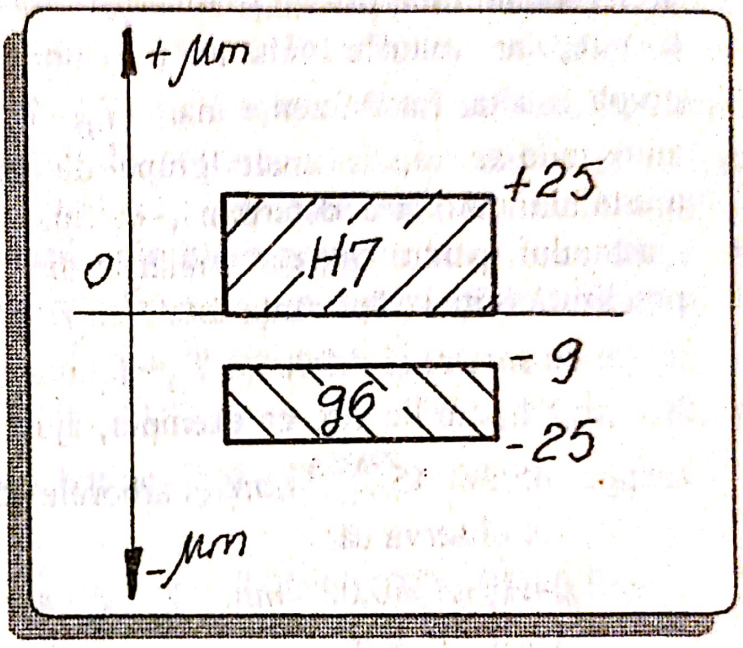


Fig.3.8. Reprezentarea schematică a ajustajului H7/g6

Stabilim n = 6 grupe de sortare (fig.3.7); fiecare grupă cuprinde toate alezajele sau toţi arborii cu dimensiuni efective între două limite. Astfel:

- pentru alezaje - grupa 1, între 45,000 şi 45,025 mm; grupa 2 între 45,025 şi 45,050 mm; grupa 3 între 45,050 şi 45,075 ş.a.m.d.

Se observă că, pentru orice grupă de sortare, jocurile limită şi toleranţa jocului sunt egale cu valorile iniţiale. Astfel:

$$J_{max1} = A_{s_1} - a_{i_1} = 25 + 50\ \mu m = 75\ \mu m;\ J_{min1} = A_{i_1} - a_{s_1} = 0 + 25 = 25 \mu m;$$

$$T_{j_1} = 75 - 25 = 50\ \mu m;$$

$$J_{max2} = A_{s_2} - a_{i_2} = 50 + 25 = 75\ \mu m;\ J_{min2} = A_{i_2} - a_{s_2} = 25 + 0 = 25 \mu m;$$

$$T_{j_2} = 75 - 25 = 50 \mu m$$

.....

$$J_{max6} = A_{s_6} - a_{i_6} = 150 - 75 = 75\ \mu m;\ J_{min6} = A_{i_6} - a_{s_6} = 125 - 100 = 25\ \mu m;$$

$$T_{j_6} = 75 - 25 = 50 \mu m$$

În cazul când toleranţa unui diametru este mai mare decât toleranţa celuilalt diametru ($T_D \neq T_d$), situaţie întâlnită frecvent la ajustajele preferenţiale ISO, toleranţa ajustajului rămâne egală pentru toate grupele de sortare, dar, valorile limită ale jocurilor sau strângerilor se modifică de la o grupă la alta. La diferenţe mari ($T_D - T_d$), aceste valori se modifică mult, ajungându-se ca, la unele grupe de sortare, să se modifice caracterul ajustajului. Acestea determină, în final, obţinerea unei toleranţe totale a ajustajului (pentru toate asamblările din toate grupele) mai mare decât cea prevăzută iniţial. Toleranţa totală va fi cu atât mai mare cu cât numărul de grupe de sortare şi diferenţa $T_D - T_d$ vor fi mai mari.

Să considerăm, ca exemplu, ajustajul cu joc: 45H7/g6 (fig.3.8), cu alezajul $45H7 = 45^{+0,025}_{0}\ mm$ şi arborele $45g6 = 45^{-0,009}_{-0,025}\ mm$.

Se observă că:

$T_D = A_s - A_i = 0,025\ mm$; $T_d = a_s - a_i = -0,009 + 0,025 = 0,016\ mm$.

Deci, $T_D > T_d$.

$J_{max} = 25 + 25 = 50\ \mu m$; $J_{min} = 0 + 9 = 9\ \mu m$; $T_j = 50 - 9 = 41\ \mu m$.

Se consideră n = 6 şi deci:

$T_{D.ec} = 6 \cdot 0,025 = 0,150\ mm$; $T_{d.ec} = 6 \cdot 0,016 = 0,096\ mm$

Poziţia toleranţelor economice se stabileşte astfel ca poziţia câmpului unitar să rămână neschimbată ($45^{+0,150}_{0}\ mm$), iar valorile limită ale jocului să se menţină egale la prima grupă ($45^{+0,071}_{-0,025}$) (fig.3.9).

Toleranţa totală a ajustajului (a jocului) $T_{j.tot}$, se calculează cu relaţia:

$$T_{j.tot} = J_{max_{max}} - J_{min_{min}}, \qquad (35)$$

în care: $J_{max_{max}}$ reprezintă cel mai mare dintre jocurile maxime ale grupelor de sortare, iar $J_{min_{min}}$ - cel mai mic dintre jocurile minime ale grupelor.

Pentru exemplul considerat, valorile jocurilor limită la sortare sunt date în tabelul 1.

În cazul când toleranţa unui diametru este mai mare decât toleranţa celuilalt diametru ($T_D \neq T_d$), situaţie întâlnită frecvent la ajustajele preferenţiale ISO, toleranţa ajustajului rămâne egală pentru toate grupele de sortare, dar, valorile limită ale jocurilor sau strângerilor se modifică de la o grupă la alta. La diferenţe mari ($T_D - T_d$), aceste valori se modifică mult, ajungându-se ca, la unele grupe de sortare, să se modifice caracterul ajustajului. Acestea determină, în final, obţinerea unei toleranţe totale a ajustajului (pentru toate asamblările din toate grupele) mai mare decât cea prevăzută iniţial. Toleranţa totală va fi cu atât mai mare cu cât numărul de grupe de sortare şi diferenţa $T_D - T_d$ vor fi mai mari.

Să considerăm, ca exemplu, ajustajul cu joc: 45H7/g6 (fig.3.8), cu alezajul $45H7 = 45\,^{+0,025}_{0}\ mm$ şi arborele $45g6 = 45\,^{-0,009}_{-0,025}\ mm$.

Se observă că:

$$T_D = A_s - A_i = 0,025\ mm;\ T_d = a_s - a_i = -0,009 + 0,025 = 0,016\ mm.$$

Deci, $T_D > T_d$.

$$J_{max} = 25 + 25 = 50\ \mu m;\ J_{min} = 0 + 9 = 9\ \mu m;\ T_j = 50 - 9 = 41\ \mu m.$$

Se consideră n = 6 şi deci:

$$T_{D.ec} = 6 \cdot 0,025 = 0,150\ mm;\ T_{d.ec} = 6 \cdot 0,016 = 0,096\ mm$$

Poziţia toleranţelor economice se stabileşte astfel ca poziţia câmpului unitar să rămână neschimbată ($45\,^{+0,150}_{0}\ mm$), iar valorile limită ale jocului să se menţină egale la prima grupă ($45\,^{+0,071}_{-0,025}$) (fig.3.9).

Toleranţa totală a ajustajului (a jocului) $T_{j.tot}$, se calculează cu relaţia:

$$T_{j.tot} = J_{max_{max}} - J_{min_{min}}, \qquad (35)$$

în care: $J_{max_{max}}$ reprezintă cel mai mare dintre jocurile maxime ale grupelor de sortare, iar $J_{min_{min}}$ - cel mai mic dintre jocurile minime ale grupelor.

Pentru exemplul considerat, valorile jocurilor limită la sortare sunt date în tabelul 1.

Scanned with OKEN Scanner

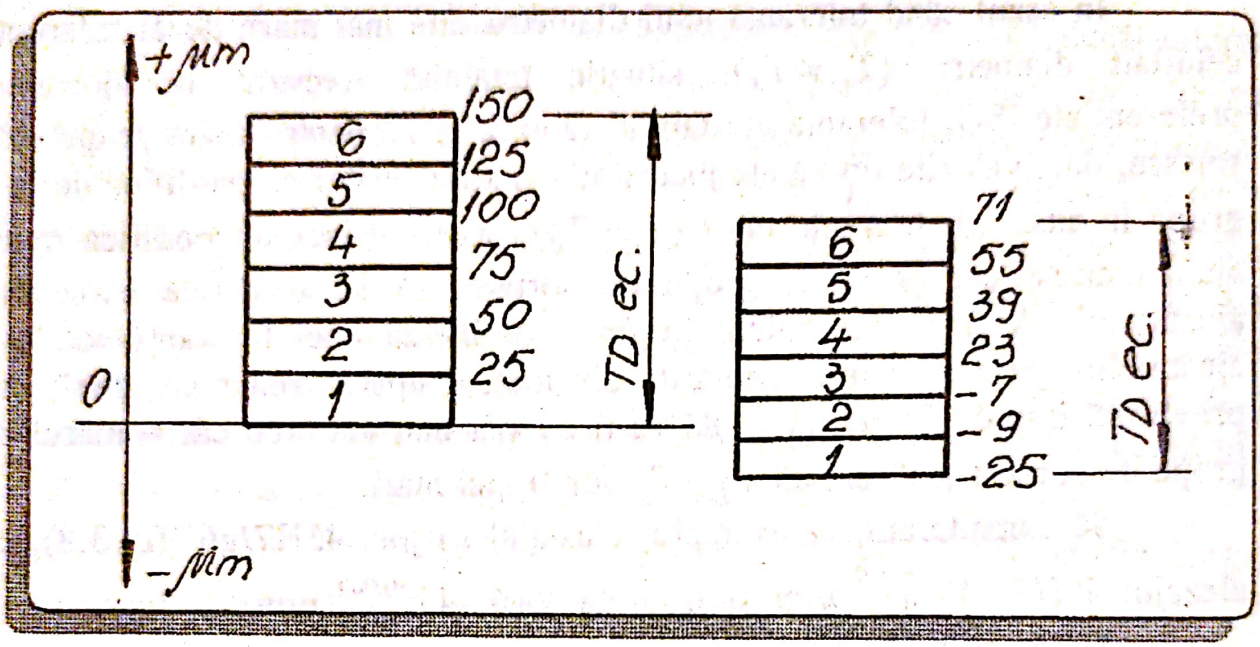


Fig.3.9. Toleranţele economice şi grupele de sortare, în cazul $T_D > T_d$

Tabelul 1. *Valorile jocurilor limită la sortare*

Nr.grupe	J_{max}, mm	J_{min}, mm	T_J, mm
1	0,050	0,009	0,041
2	0,059	0,018	0,041
3	0,068	0,027	0,041
4	0,077	0,036	0,041
5	0,086	0,045	0,041
6	0,095	0,054	0,041

Se observă că:

$$J_{max_{max}} = 0{,}095 \ mm \ , \ J_{min_{min}} = 0{,}009 \ mm$$

şi deci:

Ca dezavantaj al metodei, se menţionează aplicarea ei în condiţiile unei interschimbabilităţi parţiale determinată de existenţa grupelor de sortare şi de necesitatea controlării tuturor pieselor.

2.2.3. Metoda reglării (metoda compensării).

Această metodă se foloseşte la rezolvarea lanţurilor de dimensiuni la montare, la care precizia prescrisă a elementului de închidere este obţinută prin modificarea (fără prelucrare) a mărimii unui element, ales de la început şi numit compensator sau element de compensare.

Principiul metodei este următorul:

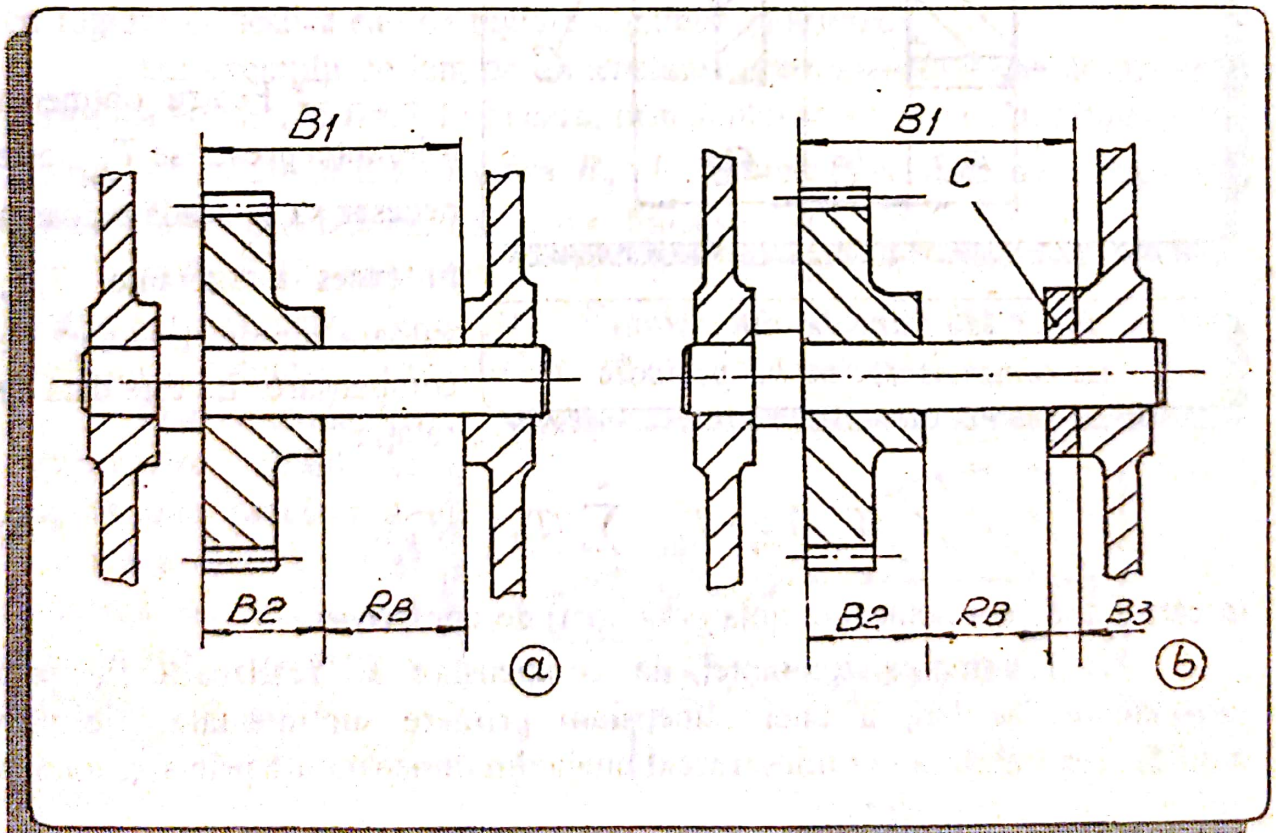


Fig.3.10. Principiul metodei cu compensator fix

❑ Să presupunem că, pentru toleranţa prescrisă (T_{B_R}) a dimensiunii de închidere, s-au obţinut, prin metoda algebrică sau probabilistică, toleranţe (T_{B_i}) neeconomice pentru unele dimensiuni primare din lanţul de dimensiuni.

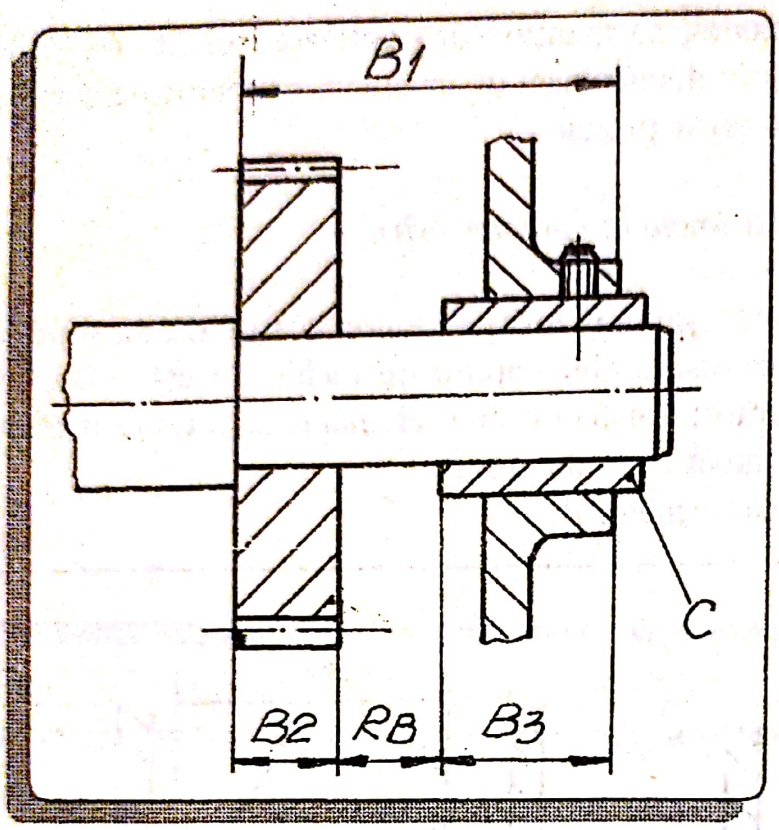


Fig.3.11. Lanţ de dimensiuni cu compensator mobil periodic

❑ În acest caz, se măresc valorile toleranţelor T_{B_j} în valori economice $T_{B_{j.ec}}$, obţinându-se pentru dimensiunea de închidere, o toleranţă T'_{B_R} mai mare decât cea prescrisă (nu este obţinută precizia cerută).

❑ Pentru obţinerea toleranţei prescrise T_{B_R}, este necesar să se scadă valoarea în exces a toleranţei T'_{B_R}, valoare numită toleranţă de compensare. Ea este dată de relaţia:

$$T_c = T'_{B_R} - T_{B_R} = \sum_{j=1}^{n} \left(T_{B_{j.ec}} - T_{B_j}\right). \qquad (37)$$

în care cu T_c s-a notat toleranţa (valoarea) de compensare.

❑ Eliminarea toleranţei de compensare se realizează fie prin introducerea în lanţ a unei dimensiuni primare suplimentare, fie prin modificarea (mărirea sau micşorarea) uneia din dimensiunile primare, numită dimensiune de compensare.

● În primul caz, se folosesc aşa numitele compensatoare fixe, care pot fi: inele, şaibe, garnituri, bucşe, etc., a căror dimensiune se stabileşte din condiţia obţinerii preciziei cerute pentru dimensiunea de închidere. În fig.3.10 se prezintă un lanţ de dimensiuni obţinut la montarea unei roţi într-o carcasă. La rezolvarea prin metoda algebrică (fig.3.10, a), se obţin ecuaţiile:

Scanned with OKEN Scanner

$$R_B = B_1 - B_2 \text{ şi } T_{R_B} = T_{B_1} - T_{B_2}.$$

Pentru obţinerea dimensiunii de închidere cu precizia impusă, acelaşi lanţ de dimensiuni este rezolvat prin metoda reglării (fig.3. 10, b) folosind drept compensator fix, inelul distanţier C, prin care se introduce, în lanţ, dimensiunea primară suplimentară B_3. Se obţin, prin rezolvare algebrică a noului lanţ de dimensiuni, ecuaţiile:

$$R_B = B_1 - (B_2 + B_3) \text{ şi } R_B = T_{B_1} - (T_{B_2} + T_{B_3}).$$

Metoda cu compensator fix permite refacerea preciziei deteriorate prin uzură, înlocuind compensatorul cu altul neuzat.

● În cel de-al doilea caz, se folosesc compensatoare mobile, care pot fi: cu reglare periodică sau cu reglare continuă (automată).

Un exemplu de lanţ de dimensiuni cu compensator mobil cu reglare periodică este dat în fig.3.11 în care, prin deplasarea bucşei C (compensatorul mobil), se modifică dimensiunea B_3, în limitele toleranţei de compensare, asigurându-se precizia cerută pentru dimensiunea de închidere.

În fig.3.12, este prezentat un lanţ de dimensiuni cu compensator mobil continuu reprezentat de un arc elicoidal, cu ajutorul căruia se reglează, continuu şi automat, jocul axial la rulmenţii cu role conice.

Prin metoda cu compensator mobil se asigură atât precizia de montare prescrisă cât şi refacerea ei, în timpul funcţionării, ca urmare a dereglării sau uzurii.

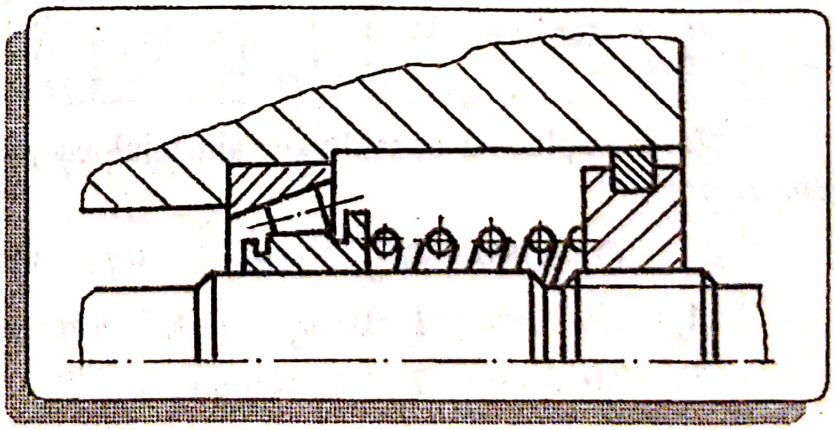


Fig.3.12. Lanţ de dimensiuni cu compensator mobil continuu

Folosirea metodei reglării este raţională în cazul lanţurilor de dimensiuni cu multe dimensiuni sau de precizie ridicată şi în cazul lanţurilor a căror precizie variază în timp datorită uzurii, vibraţiilor, temperaturii, etc.

Scanned with OKEN Scanner

Scanned with OKEN Scanner

2.2.4. *Metoda ajustării.*

În cazul rezolvării lanţurilor de dimensiuni prin metoda ajustării precizia prescrisă a dimensiunii de închidere se obţine modificând valoarea uneia din dimensiunile primare prin prelucrarea suplimentară (ajustarea) a unei anumite suprafeţe de contact. Dimensiunile primare ale lanţului se execută cu toleranţe convenabile din punct de vedere tehnologic.

Alegerea corectă a dimensiunii de ajustare (dimensiunea care se modifică prin ajustare) are o influenţă hotărâtoare asupra realizării economice a pieselor şi ansamblurilor. În general, nu se aleg ca dimensiuni de ajustare cele care aparţin, concomitent, mai multor lanţuri de dimensiuni legate în paralel, deoarece erorile care iau naştere se tranmsmit de la un lanţ la altul.

Pentru ca ajustarea să se realizeze corect, prin dimensiunea de ajustare, trebuie îndeplinite următoarele condiţii:

- toleranţa dimensiunii de ajustare trebuie astfel poziţionată, faţă de linia zero (valoarea nominală), încât să se asigure un adaos de ajustare suficient de mare, pentru a se putea compensa valoarea maximă posibilă a toleranţei în exces T_e;
- la toate piesele prelucrate trebuie să se menţină toleranţele economice $T_{B_{j.ec}}$, stabilite.

Ca exemplu, să considerăm ajustajul cu joc 30H4/f3 (fig.3.13, a), pentru care:

$$D = 30H4 = 30\,^{+0,006}_{0}\ mm;\quad d = 30f3 = 30\,^{-0,007}_{-0,011}\ mm;$$

$$A_s = 0,006\ mm;\ A_i = 0;\ a_s = -0,007\ mm;\ a_i = -0,011\ mm;$$

$$T_D = 0,006\ mm;\ T_d = 0,004\ mm;\ T_J = T_D + T_d = 0,010\ mm;$$

$$J_{max} = A_s - a_i = 17\ \mu m;\ J_{min} = A_i - a_s = 7\ \mu m.$$

Pentru prelucrarea în condiţii neeconomice a alezajelor şi arborilor, se impune mărirea toleranţelor lor la valori economice.

Să considerăm: $T_{D.ec} = 21\ \mu m$ şi $T_{d.ec} = 13\ \mu m$ şi obţinem astfel un alt ajustaj şi anume: 30H7/g6 (fig.3.13, b), pentru care:

$$D' = 30H7 = 30^{+0,021}_{0}\ mm;\quad d' = 30g6 = 30^{-0,007}_{-0,020}\ mm;$$

$$A_s' = \pm 0,021\ mm;\ A_i' = 0;\ a_s' = -0,007\ mm;\ a_i' = -0,020\ mm;$$

$$T_D' = 0,021\ mm;\ T_d' = 0,013\ mm;\ T_j' = 0,034\ mm.$$

Se observă că toleranţa jocului (a elementului de închidere) diferă de valoarea iniţială, iar mărimea toleranţei de compensare (în exces) T_e, este:

$$T_e = T_j' - T_j = 0,034 - 0,010 = 0,024\ mm.$$

Noile valori ale jocurilor limită sunt:

$$J'_{max} = A_s' - a_i' = 21 + 20 = 41\ \mu m;\ J_{min} = A_i' - a_s' = 0 + 7 = 7\ \mu m.$$

Deoarece jocurile limită nu mai corespund integral celor iniţiale, se modifică poziţia câmpului de toleranţă al dimensiunii de ajustare, astfel ca, jocurile iniţiale să poată fi obţinute (la montare) direct sau prin ajustare. În cazul de faţă, dimensiunea de ajustare este arborele, deoarece se prelucrează mai uşor. Elementele de ajustare sunt indicate de proiectant.

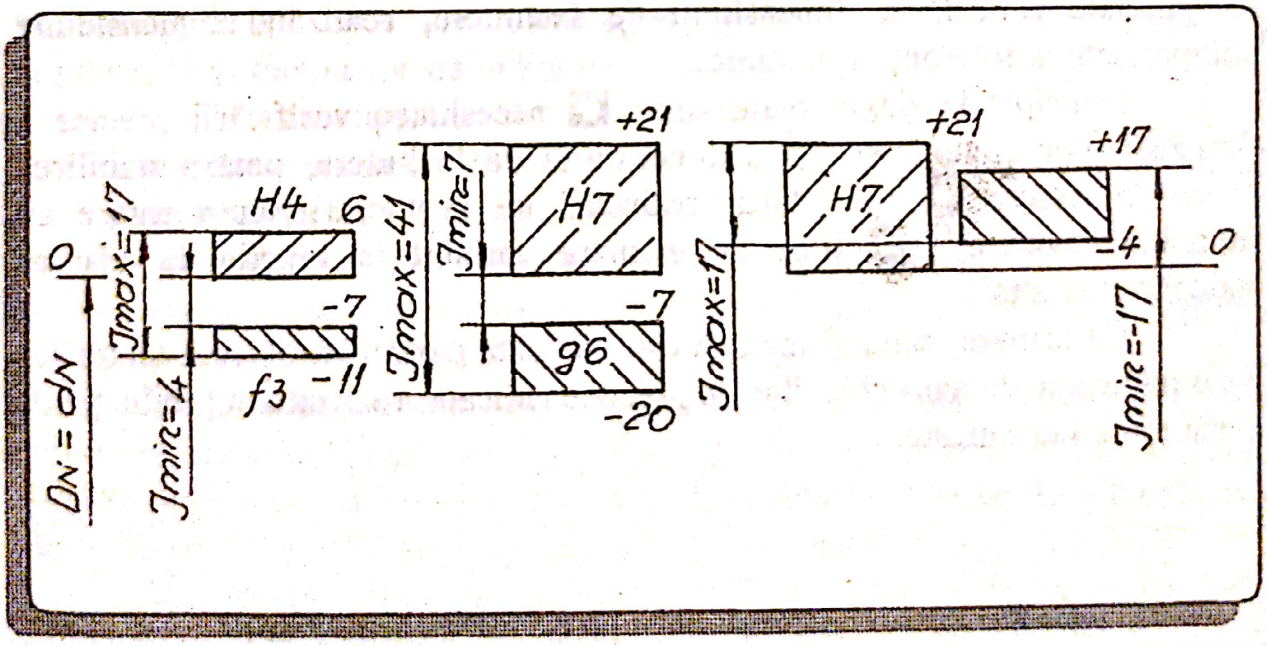


Fig.3.13. Schema aplicării metodei ajustării la un ajustaj cu joc

Prin urmare, câmpul de toleranţă al alezajului rămâne acelaşi, iar câmpul de toleranţă al arborelui îşi schimbă poziţia (fig.3.13, c), observând

că:

$$D'' = D' = 30^{+0,021}\ mm;$$

$$d'' = d' + T_e = 30^{-0,007}_{-0,020} + 0,024 = 30,024^{-0,007}_{-0,020} = 30^{+0,017}_{+0,004}\ mm.$$

În acest caz:

$$A_s'' = A_s' = 0,021\ mm;\ A_i'' = A_i' = 0;$$

$$a_s'' = 0,017\ mm;\ a_i'' = 0,004\ mm;$$

$$J_{max} = A_s'' - a_i'' = 17\ \mu m = J_{min};\ J_{min}'' = A_i'' - a_s'' = 17\ \mu m \neq J_{min};$$

$$T_j'' = J_{max}'' - J_{min}'' = 34\mu m = T_j'.$$

Întrucât $J_{min}'' \neq J_{min}$ (J_{min}'' fiind negativ, se pot obţine strângeri adică se va schimba caracterul ajustajului) în unele cazuri, ajustajul cu joc nu se va putea realiză. În aceste situaţii, se trece la ajustarea arborelui, mărimea adaosului de prelucrare îndepărtat putând varia între zero şi $T_e = 0,024\ mm$.

Metoda ajustării prezintă, ca avantaj principal, posibilitatea obţinerii cu precizie ridicată a dimensiunii de închidere, realizând dimensiunile componente la toleranţe economice.

Principalele dezavantaje sunt: ◘ necesitatea verificării precise a dimensiunilor componente şi a dimensiunii de închidere, pentru stabilirea erorii în exces; ◘ necesitatea realizării de prelucrări suplimentare cu muncitori calificaţi; ◘ timp de montare variabil în funcţie de adaosul îndepărtat şi altele.

Ca urmare, această metodă este indicată pentru rezolvarea lanţurilor de dimensiuni ale ansamblurilor de precizie ridicată, realizate în producţie de serie mică sau unicate.

Scanned with OKEN Scanner

Capitolul IV

MĂSURARE, MIJLOACE DE MĂSURARE

1. Probleme generale privind măsurătorile liniare

1.1. Termeni metrologici de bază

Măsurarea dimensiunilor, în construcţia de maşini, se bazează pe aplicaţiile practice ale metrologiei, ştiinţa unităţilor de măsură, a mijloacelor şi metodelor de măsurare.

Principalele sarcini ale metrologiei sunt:

- stabilirea unităţilor de măsură, reproducerea acestor unităţi sub formă de etaloane şi asigurarea uniformităţii măsurătorilor;
- perfecţionarea metodelor şi mijloacelor de măsurare;
- analiza preciziei metodelor şi mijloacelor de măsurare prin cercetarea cauzelor erorilor de măsurare şi eliminarea acestora.

Măsurarea este operaţia experimentală prin care, cu ajutorul unui mijloc de măsurare (măsură, instrument, aparat etc.) şi în anumite condiţii, se determină valoarea unei mărimi date, în raport cu o unitate de măsură dată sau în raport cu o mărime luată ca unitate de măsură.

De asemenea, măsurarea se poate defini şi ca un proces de cunoaştere, comparativ, între mărimea dată şi unitatea de măsură sau unul din multiplii sau submultiplii acesteia.

Controlul cuprinde atât operaţia de măsurare, cât şi procesul de comparare a valorii măsurate cu valoarea de referinţă. Prin control se stabileşte dacă valoarea mărimii respective corespunde condiţiilor iniţiale

Scanned with OKEN Scanner

impuse şi, prin aceasta, controlul include şi ideea de calitate în timp ce, măsurarea propriu-zisă, are mai mult un caracter cantitativ.

Mai apropiată de noţiunea de control este noţiunea de **verificare,** care are drept scop să stabilească dacă valoarea determinată corespunde valorii sau valorilor impuse.

De obicei, în practica de producţie, noţiunile: măsurare, control, verificare nu sunt bine delimitate, ele folosindu-se aproximativ în mod egal.

Certificarea se efectuază, în general, numai pentru mijloacele de măsurare şi este o măsurare care se execută cu o atenţie deosebită şi, prin care, valoarea efectivă sau abaterea efectivă se determină cu o precizie ridicată. Rezultatele măsurării se înregistrează într-un certificat, care însoţeşte mijlocul de măsurare.

În legătură cu măsurătorile, se definesc o serie de noţiuni dintre care, cele mai importante sunt prezentate în continuare.

➢ *Principiul de măsurare* este fenomennul fizic utilizat în măsurare.

➢ *Metoda de măsurare* reprezintă totalitatea operaţiilor executate pentru măsurarea valorilor unei anumite mărimi cu ajutorul unui anumit mijloc de măsurare, în anumite condiţii exterioare (temperatură, umiditate, vibraţii, etc.), în anumite condiţii specifice (poziţia piesei în timpul măsurării, poziţia punctelor sau secţiunilor în care se execută măsurarea etc.) şi cu anumite condiţii de prelucrare şi interpretare a rezultatelor.

➢ *Valoarea nominală* sau valoarea de bază, definită ca valoarea stabilită la o piesă, în conformitate cu rolul ei funcţional.

➢ *Valoarea reală* - valoarea teoretică a unei mărimi liberă de orice erori de măsurare.

➢ *Valoarea efectivă* - valoarea mărimii obţinută prin măsurare cu o eroare de măsurare admisă.

➢ *Valoarea exactă* - valoarea mărimii obţinută cu precizia metrologică cea mai ridicată, care se poate realiza în practică.

➢ *Valoarea aproximativă* - valoarea mărimii, obţinută, cu o eroare ce depăşeşte eroarea de măsurare admisă, de către lucrătorii experimentaţi.

➢ *Eroare de măsurare* - diferenţa dintre valoarea reală a mărimii măsurate şi valoarea efectivă a acesteia. Deoarece, valoarea reală a mărimii măsurate este necunoscută, aceasta este reprezentată, în scopuri practice, de valoarea exactă sau de media mai multor valori efective.

Scanned with OKEN Scanner

Eroarea de măsurare se poate exprima şi în fracţiuni sau procente ale mărimii măsurate, caz în care, este numită *eroare de măsurare relativă.*

➢ *Corecţia* reprezintă cantitatea care ar fi adunată algebric la valoarea efectivă pentru a obţine valoarea reală a mărimii măsurate. Corecţia este numeric egală cu eroarea, dar are semn contrar.

➢ *Corectitudinea măsurării* este o caracteristică cantitativă, care arată cât de aproape de zero sunt erorile sistematice ale rezultatelor măsurării.

➢ *Siguranţa măsurării* este o caracteristică cantitativă, care implică încredere în rezultatele măsurătorilor, depinzând sau nu de caracteristicile distribuţiei de frecvenţă a abaterilor lor de la valoarea reală. Mijloacele de măsurare introduc erori datorită uzurii sau îmbătrânirii elementelor lor componente, în timpul funcţionării. Din acest motiv, ele sunt verificate cu regularitate.

➢ *Verificarea* unui mijloc de măsurare are drept scop stabilirea erorii de indicaţie şi a gradului în care, la momentul respectiv, el satisface condiţiile prescrise.

Procesul de trasare a scării unui mijloc de măsurare se numeşte *gradare* sau *etalonare,* iar determinarea valorilor cantităţii măsurate, corespunzătoare unei scări, arbitrar prestabilită, se numeşte *calibrare.* Aparatele pneumatice şi electrice, cu sensibilitate reglabilă şi scări neliniare, sunt cele care reclamă, de obicei, calibrare şi gradare.

Aparatele de tip optico-mecanic, de laborator, necesită o mentenanţă competentă, care include depistarea defectelor şi eliminarea lor, reglare şi verificare, efectuate de un personal specializat.

1.2. Clasificarea metodelor şi mijloacelor de măsurare

1.2.1. Clasificarea metodelor de măsurare

Metodele de măsurare pot fi clasificate după mai multe criterii, şi anume:

1. după precizia şi rapiditatea masurătorilor, în:
   - **metode de laborator** - la care se determină eroarea de măsurare şi se ţine seama de ea;

- **metode tehnice** - la care nu este necesară determinarea erorii de măsurare;

2. după existenţa sau absenţa unei atingeri a mărimii, în timpul măsurării, în:
   - **metode prin contact** - la care mijlocul de măsurare vine în atingere directă cu mărimea de măsurat;
   - **metode fără contact** - la care măsurarea se face fără nici o atingere a mărimii de către mijlocul de măsurare;
3. după modul de obţinere a valorii numerice a mărimii, în:
   - **metode de măsurare directă** care pot fi:
     - *metoda aprecierii directe,* la care valoarea mărimii măsurate se determină direct, prin indicaţia mijlocului de măsurare;
     - *metoda diferenţială,* la care se măsoară diferenţa dintre marimea căutată şi o mărime cunoscută;
     - *metoda de zero,* la care efectul acţiunii marimii măsurate se echilibrează prin efectul unei mărimi cunoscute, astfel încât acţiunea lor mutuală se reduce la zero şi indicatorul mijlocului de măsurare rămâne în dreptul reperului zero;
     - *metoda coincidenţei,* la care un şir de gradaţii sau semnale, uniforme şi determinate, se compară cu un alt şir de gradaţii sau semnale de acelaşi fel, observându-se coincidenţa lor;
     - *metoda substituirii,* la care mărimea de măsurat este substituită, în instalaţia de măsurare, printr-o mărime cunoscută, astfel încât să nu se producă nici un fel de modificare în indicaţiile aparatului de măsurare, din instalaţia respectivă;
     - *metoda comparării,* în cadrul căreia, indicaţiile date de aparatul de măsurare pentru o mărime cunoscută, sunt notate şi comparate, cu indicaţiile obţinute când s-a înlocuit mărimea cunoscută, cu mărimea de măsurat;

Scanned with OKEN Scanner

- **metode de măsurare indirectă,** la care nu se măsoară, direct, mărimea, ci alte mărimi legate, prin relaţii matematice, de mărimea care se măsoară, rezultatul măsurării obţinându-se prin calcul;
- **metode de măsurare combinate,** caracterizate prin aceea că măsurarea, se face printr-o serie de măsurări ale aceleiaşi mărimi, valoarea numerică a mărimii de măsurat, obţinându-se prin rezolvarea ecuaţiilor, în care sunt incluse rezultatele măsurărilor;

❹ după numărul de elemente controlate simultan, în:

- **metoda compusă sau cumulativă,** care implică comparaţia profilului efectiv al unei piese, cu profilele limită, determinate de zonele de toleranţă şi de dispoziţia lor pe elemente separate ale piesei; se aplică la controlul erorilor cumulate ale elementelor interconectate ale unei piese sau subansamblu, pentru care se prevede o toleranţă cumulată;
- **metoda pe elemente,** la care se realizează măsurarea separată a fiecărui element al unei piese.

1.2.2. Clasificarea mijloacelor de măsurare

Mijloacele cu ajutorul cărora se determină cantitativ mărimile de măsurat se numesc mijloace de măsurare. Ele se pot clasifica după precizie, după complexitate şi după destinaţie. Cea mai frecventă şi generală clasificare împarte mijloacele de masurare în:

❶ **Măsuri,** care sunt corpuri, substanţe etc., cu ajutorul cărora se reproduce sau se concretizează o unitate de masură. Se deosebesc:

- *măsuri cu valoare constantă* care reproduc fie unitatea de măsură, fie multiplii sau submultiplii ei, de exemplu, metrul şi riglele fără diviziuni, calele plan-paralele, calele unghiulare;
- *măsuri cu valoare variabilă,* care reproduc orice valoare, multiplu sau submultiplu, a unităţii de măsură, între două limite, de exemplu, metrul şi riglele cu diviziuni, metrul comparator, ruleta, cadranul gradat circular, raportoarele etc.

Scanned with OKEN Scanner

❷ **Etaloane,** care sunt mijloace de măsurare (măsuri, aparate sau instalaţii), ce servesc la definirea, materializarea, păstrarea şi reproducerea cu precizie metrologică a unităţilor de măsură sau a altor valori semnificative ale unor mărimi. Etaloanele se subordonează astfel:

- *după precizie:*
  - *etaloane primare,* care întrunesc cele mai multe calităţi metrologice;
  - *etaloane secundare,* executate după etaloanele primare;
  - *etaloane terţiare (de lucru),* care sunt executate după etaloanele secundare şi servesc la verificarea curentă a mijloacelor de măsurare;
- *după destinaţie:*
  - *etaloane internaţionale,* recunoscute prin acord internaţional şi servesc la stabilirea tuturor etaloanelor naţionale;
  - *etaloane naţionale,* recunoscute prin decizia oficială a unui stat;
  - *etaloane fundamentale,* care materializează şi reproduc unităţi fundamentale;
  - *etaloane derivate,* care materializează şi reproduc unităţi derivate;
  - *etaloane martor,* care servesc la compararea etaloanelor naţionale cu cele internaţionale;
  - *etaloane copie,* executate după etaloanele fundamentale sau derivate, dar cu altă formă şi din alt material;
  - *etaloane individuale,* care sunt mijloace de măsurare capabile să îndeplinească de sine stătător funcţia de etalon;
  - *etaloane colective,* definite ca asocieri de mijloace de măsurare, cu aceleaşi caracteristici metrologice, care realizează în comun funcţia de etalon (de exemplu: grup de orologii-etalon);
  - *mostre etalon,* care sunt eşantioane din diferite materiale sau substanţe, caracterizate printr-o stabilitate ridicată a unor proprietăţi fizice şi chimice, capabile să reproducă o valoare a unei mărimi (de exemplu: plăcuţe de duritate, mostre de culoare, epruvete-etalon, mostre de concentraţie, etaloane de

Scanned with OKEN Scanner

rugozitate).

❸ **Calibre,** care sunt instrumente fără diviziuni, folosite la controlul abaterilor limită la dimensiune, la forma geometrică şi poziţia reciprocă a suprafeţelor.

❹ **Mijloace universale de măsurare,** care sunt instrumente şi aparate de măsurare cu scară gradată, cu ajutorul cărora se determină valori efective sau abateri efective ale mărimilor măsurate, în anumite limite.

❺ **Mijloace speciale de măsurare,** care sunt instrumente sau aparate pentru măsurarea parametrilor metrologici caracteristici ai unor suprafeţe sau asamblări spacifice, de exemplu, micrometrul pentru filete, evolventmetrul etc.

❻ **Mijloace de măsurare de înaltă productivitate,** care pot fi:
■ dispozitive de control, ■ maşini automate de măsurare, ■ instalaţii de sortare, ■ instalaţii pentru control automat, ■ instalaţii pentru control statistic etc. Ele au o productivitate ridicată şi sunt destinate măsurării şi controlului la producţia de serie mare sau de masă.

În general, orice instrument, aparat sau instalaţie de măsurare se încadrează într-un sistem generalizat de măsurare, care este compus din trei părţi principale (fig.4.1).

- **Elementul de detectare şi transmitere,** care are rolul de a sesiza semnalul de intrare şi de al converti (transforma) într-o altă mărime, mai uşor prelucrabilă în sensul amplificării, integrării etc. Exemple: inelul elastic, folosit în construcţia dinamometrelor, transformă variaţiile de forţă în variaţii de deplasare; membrana, folosită în construcţia manometrelor, transformă variaţia presiunii în deplasare; marca tensometrică, aşezată pe o epruvetă supusă la întindere, transformă deformaţia în variaţie de rezistenţă electrică şi altele.
- **Elementul modificator intermediar,** care are rolul de a prelua semnalul de la elementul de detectare şi de a-i transforma caracteristicile în sensul amplificării, filtrării, atenuării etc., făcându-l accesibil elementului de redare sub o formă convenabilă. De exemplu: angrenaje, pârghii, punţi Wheastone, blocuri de amplificare electronică, oglinzi, prisme sau combinaţii ale acestora.
- **Elementul (sistemul) de redare,** care preia semnalul transmis de elementul intermediar şi îl prezintă observatorului sub forma accesibilă unuia

din simţurile sale. În cazul sistemelor de control activ, acest element va furniza un semnal cu caracter de comandă asupra utilajului care realizează produsul controlat.

Un *instrument de măsurat* este (conform STAS 2810-89) un mijloc de măsurare cu structură simplă, într-o formă compactă, care realizează un număr minim de conversii ale măsurandului în mărimi fizice, în scopul obţinerii informaţiei de măsurare. De exemplu: şubler, balanţă, termometru de sticlă, microampermetru etc.

Prin *măsurand* se înţelege elementul purtător al mărimii de măsurat (obiectul de măsurat).

Un *aparat de măsurat* este (conform STAS 2810-89) un mijloc de măsurare constituit, în general, prin asocierea unui element sensibil, a unui adaptor şi a unui instrument de măsurat, în scopul obţinerii informaţiei de măsurare.

Prin *adaptor* se înţelege aici, elementul situat între elementul detector şi elementul de redare, putând fi: amplificator, traductor, calculator etc.

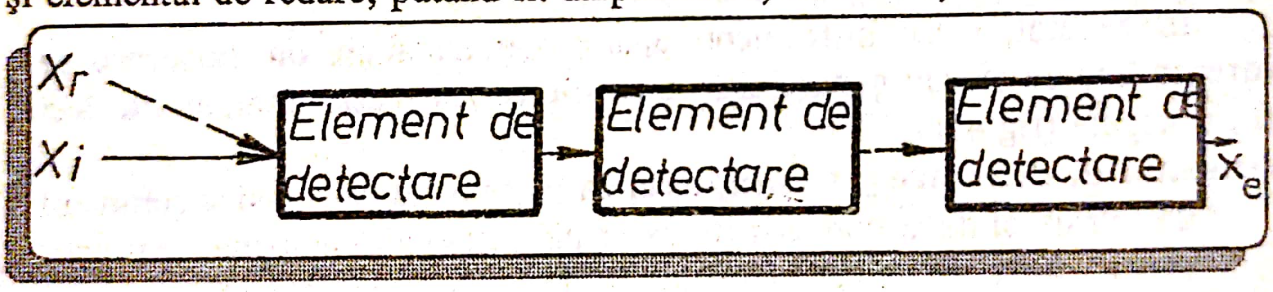


Fig.4.1. Schema bloc a unui sistem de măsurare.
x_i - mărime de intrare; x_r - mărime de reglare; x_e - mărime de ieşire

În general, dacă cele trei elemente componente date în fig.4.1, formează un bloc unitar, ansamblul respectiv poate fi numit aparat de măsurat.

O *instalaţie de măsurare* este un mijloc de măsurare format din mai multe măsuri şi aparate care, împreună, realizează detectarea, transmiterea, modificarea şi redarea unui semnal de măsurare.

Spre deosebire de aparatele de masurat, instalaţiile sunt mai complicate şi componentele menţionate în fig.4.1, formează, cel puţin două blocuri distincte.

Reunirea mai multor mijloace de măsurare, formează un *sistem de*

Scanned with OKEN Scanner

măsurare.

După modul de obţinere a informaţiei de măsurare, mijloacele de măsurare şi în special instrumentele şi aparatele, se împart în instrumente şi aparate analogice, numerice (digitale); indicatoare, cu memorie, înregistratoare, totalizatoare, integratoare, dozatoare etc.

1.3. Caracteristici metrologice de bază ale mijloacelor de măsurare

Principalele caracteristici metrologice ale mijloacelor de măsurare pentru lungimi şi unghiuri sunt: reperul, scara gradată, diviziunea scării, valoarea diviziunii, domeniul de măsurare pe scara gradată, domeniul de măsurare al mijlocului de măsurare, sensibilitatea, precizia citirii, eroarea de indicaţie, repetabilitatea, forţa de măsurare, capacitatea de suprasarcină, durabilitatea şi fiabilitatea metrologică.

Prin **reper** (al unui dispozitiv de afişare) se înţelege o linioară sau alt semn de gradare al unui dispozitiv de afişare, care corespunde uneia sau mai multor valori determinate ale măsurandului (mărimii măsurate).

Scara gradată este un şir de repere, dispuse de-a lungul unei linii drepte sau curbe, cărora le sunt asociate cifre, corespunzătoare la valori sau abateri ale mărimii măsurate. La unele aparate de măsură moderne, scara este înlocuită cu un dispozitiv de citire numerică, care expune valoarea numerică a mărimii masurate.

Distanţa între axele a două repere consecutive se numeşte diviziune.

Valoarea mărimii măsurate sau valoarea variaţiei mărimii măsurate, corespunzătoare unei diviziuni sau deplasării acului indicator cu o diviziune, se numeşte **valoarea diviziunii.** Valoarea diviziunii scării este, de obicei, un multiplu de 1, 2 sau 5.

Domeniul de măsurare pe scara gradată este diferenţa între valorile mărimilor măsurate, corespunzătoare reperelor terminale ale scării gradate.

Domeniul de măsurare al mijlocului de masurare sau capacitatea reprezintă domeniul total al valorilor, care se pot măsura cu mijlocul de măsurare respectiv. De exemplu, un micrometru cu o capacitate de 50 mm până la 75 mm, are un domeniu de măsurare pe scara gradată de 25 mm.

Sensibilitatea reprezintă proprietatea unui mijloc de măsurare de a răspunde la modificările mărimii de măsurat. Ea este dată de raportul dintre

Scanned with OKEN Scanner

mişcarea acului indicator sau a oricărui tip de arătător şi variaţia marimii măsurate, care produce această mişcare. Valoarea numerică a acestui raport se poate calcula cu relaţia: $i = a/c$, în care: a este diviziunea scării gradate; c - valoarea diviziunii şi i - sensibilitatea.

Variaţia minimă a mărimii măsurate, care produce o mişcare perceptibilă a arătătorului se numeşte **prag de sensibilitate, putere de rezoluţie** sau **discriminare.** Pragul de sensibilitate are o importanţă deosebită în alegerea unui mijloc de măsurare pentru măsurarea deplasărilor mici, cum sunt unele abateri de la forma geometrică.

Precizia citirii reprezintă precizia atinsă la citirea indicaţiilor pe scara gradată a unui anumit mijloc de măsurare. Ea depinde de calitatea reperelor scării, lăţimea arătătorului, spaţiul dintre arătător şi scară, iluminarea scării şi aptitudinea observatorului.

Pentru a se asigura precizia citirii se recomandă ca lăţimea unui reper al scării să fie de până la 0,1 din diviziune.

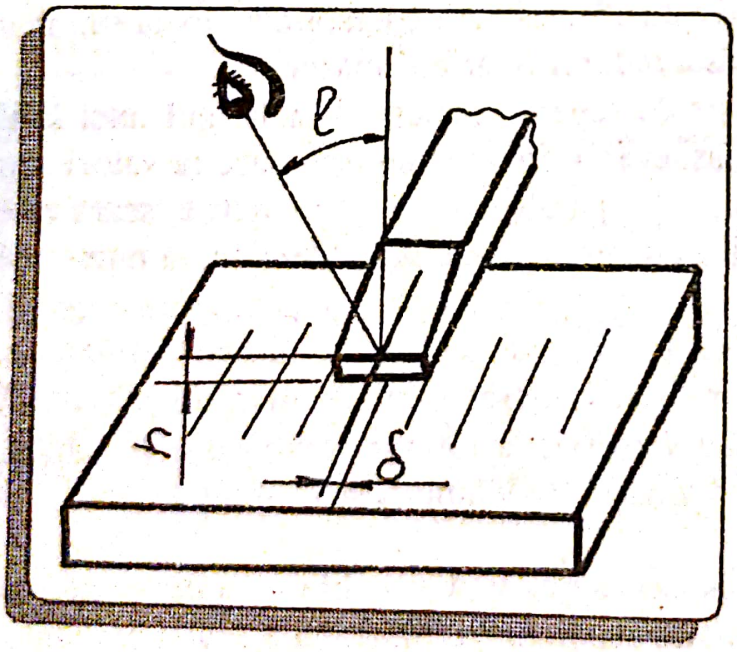


Fig.4.2. Paralaxa în citire

O eroare de citire posibilă este **paralaxa,** care reprezintă mişcarea aparentă a poziţiei arătătorului, faţă de reperele scării, când scara este observată într-o direcţie neperpendiculară pe planul ei (fig.4.2). După fig.4.2, mărimea (δ) a acestei erori este dată de relaţia $\delta = h\,tg\,ü$, în care h este distanţa dintre arătător şi scară, ü unghiul format de direcţia de observare cu normala la planul scării.

La măsurări repetate ale aceleaşi mărimi, indicaţiile unui mijloc de măsurare pot varia datorită jocurilor, frecărilor şi deformaţiilor în mecanismele acestuia. Această variaţie a indicaţiilor unui mijloc de măsurare este numită **repetabilitate** sau *fidelitate* a reproducerii mărimilor măsurate.

Scanned with OKEN Scanner

Eroarea de indicaţie a unui mijloc de măsurare reprezintă diferenţa între valoarea efectivă a mărimii măsurate şi valoarea indicată.

Forţa de măsurare este forţa cu care suprafaţa de măsurare a unui mijloc de măsurare apasă pe suprafaţa piesei, în timpul măsurării.

Capacitatea de suprasarcină reprezintă proprietatea unui mijloc de măsurare de a suporta, fără a suferi defecţiuni, sarcini care depăşesc forţa de măsurare stabilită şi determină depăşirea limitelor de măsurare pe scara gradată.

Durabilitatea este proprietatea unui mijloc de măsurare de a avea o durată de serviciu prestabilită în condiţii de exploatare obişnuite.

Fiabilitatea metrologică este proprietatea unui mijloc de măsurare de a funcţiona cu o probabilitate maximă prestabilită, fără depăşirea erorilor tolerate, de-a lungul unui interval de timp dat şi în condiţii de exploatare obişnuite.

1.4. Erori de măsurare

Datorită acţiunii factorilor perturbatori (imperfecţiunea mijloacelor de măsurare, variaţia condiţiilor în care se realizează măsurarea, variaţia proprietăţilor mărimilor măsurate, calificarea şi atenţia celor care efectuează măsurarea etc.), valorile mărimilor măsurate nu pot fi determinate cu precizie absolută. Ele sunt afectate de erori de măsurare.

Prin **eroare de măsurare** (Δx_i) se înţelege diferenţa dintre rezultatul măsurării unei mărimi date şi valoarea sa adevărată:

$$\Delta x_i = x_i - X, \ (i = 1, 2, 3, ... n), \qquad (1)$$

unde: x_i este rezultatul obţinut la masurarea de ordinul i;

X valoarea adevărată a mărimii măsurate.

Eroarea de măsurare, definită în acest fel, este necunoscută deoarece valoarea adevărată a mărimii măsurate este necunoscută. De aceea, în practică, prin eroare de măsurare se înţelege diferenţa dintre valoarea obţinută la măsurarea unei marimi date şi o valoare de referinţă, de precizie superioară, a aceleiaşi mărimi.

Pentru o anumită metodă de măsurare, se ia în considerare eroarea

Scanned with OKEN Scanner

totală de măsurare, care este alcătuită din următoarele componente principale:

- **Eroarea de indicaţie a mijlocului de măsurare folosit,** care se datoreşte abaterilor dimensionale şi caracteristicilor elementelor componente, comportării variabile in funcţionare a pieselor şi mecanismelor mijlocului de măsurare şi erorii de citire. Limitele erorilor de indicaţie sunt specificate în instrucţiunile ce însoţesc mijloacele de măsurare.
- **Eroarea procedeului de reglare,** care este cauzată, în principal, de erorile de execuţie ale mijloacelor cu ajutorul cărora se face reglarea (cale plan-paralele, şabloane, piese etalon etc.). De obicei, eroarea procedeului de reglare se ia egală cu eroarea limită de execuţie sau de certificare a mijloacelor cu care se face reglarea şi ea este inclusă în eroarea de măsurare totală, numai la măsurări comparative.
- **Eroarea datorită deformaţiilor de temperatură** se ia în consideraţie, în special, la măsurarea dimensiunilor pieselor cu un important rol funcţional şi care se execută cu precizie ridicată. Mărimea ei depinde de: ● dimensiunea măsurată, ● de variaţia temperaturii şi ● de coeficienţii de dilatare termică ai materialelor instrumentului de măsură şi piesei măsurate. Se calculează cu relaţia:

$$\Delta l = l[\alpha_1(t_1^0 - 20^0) - \alpha_2(t_2^0 - 20^0)] \qquad (2)$$

în care: Δl este eroarea de măsurare;

l - valoarea nominală;

α_1 şi α_2 - coeficienţi de dilatare termică a obiectului de măsurat şi respectiv a instrumentului de măsură;

t_1° şi t_2°- temperatura obiectului de măsurat şi respectiv a instrumentului de măsură.

Eroarea datorată deformaţiilor de temperatură poate fi pozitivă, negativă sau zero, iar pentru luarea ei în consideraţie, la valoarea dimensiunii obţinută prin măsurare, se adaugă corecţia, care este egală cu eroarea, dar de semn contrar. Reducerea erorii de temperatură se poate obţine prin realizarea măsurătorilor la o temperatură strict egală cu temperatura de referinţă şi prin aducerea temperaturilor piesei măsurate şi instrumentului de măsură la aceeaşi valoare.

Scanned with OKEN Scanner

- **Eroarea datorată forţei de măsurare** apare, ca urmare a deformaţiilor locale, la contactul dintre vârfurile de măsurare ale aparatului şi suprafaţa piesei care se măsoară. Această eroare depinde de forţa de apăsare a vârfurilor de măsurare şi de starea suprafeţelor în contact. Este important ca, la proiectarea şi construcţia mijloacelor de măsurare, să se urmărească obţinerea unor forţe de măsurare constante, pentru ca erorile, datorate acestora să fie, pe cât posibil, constante.
- **Eroarea datorată influenţei altor factori,** cum sunt: ● alegerea unor baze de măsurare nepotrivite, ● modificarea poziţiei de masurare de la o piesă la alta, ● abaterile de formă ale pieselor măsurate, ● variaţia stării suprafeţei masurate, ● variaţia rigidităţii etc.

După regularitatea prezenţei lor, erorile de măsurare se împart în: erori sistematice, erori întâmplătoare şi greşeli.

- **Erorile sistematice** sunt erori de măsurare al căror caracter, natură şi mărime pot fi cunoscute sau determinate, ele intrând în rezultatul măsurărilor, în cantităţi constante sau variabile după o anumită lege. În această categorie se încadrează: erorile datorate piesei măsurate, erorile controlabile ale instrumentelor şi aparatelor de măsurare folosite, erorile determinabile ale metodelor de măsurare aplicate şi erorile care depind de influenţele măsurabile ale mediului exterior, în care se fac măsurările. Se deosebesc:

  - erori sistematice constante, ale căror valori sunt constante, indiferent de valoarea mărimii măsurate;
  - erori sistematice variabile după funcţii liniare, ale căror valori cresc sau descresc proporţional cu creşterea sau descreşterea valorii mărimii măsurate;
  - erori sistematice variabile dupa funcţii periodice, ale căror valori variază periodic odată cu variaţia numai într-un singur sens a valorii mărimii măsurate;
  - erori sistematice variabile după funcţii oarecare, ale căror valori se modifică după relaţii determinate, în general, experimental.

Scanned with OKEN Scanner

- **Erorile întâmplătoare** sunt erori care variază la întâmplare atât ca mărime cât şi ca semn. Ele nu pot fi stabilite în prealabil, iar cauzele lor sunt greu sau imposibil de determinat. Cauzele erorilor întâmplătoare pot fi: ● aşezarea diferită a piesei la fiecare măsurare, ● aprecierea diferită a poziţiei arătătorului în raport cu reperul corespunzător diviziunii citite, ● variaţia forţei de măsurare, ● schimbarea reglării aparatului la fiecare măsurare, ● frecările şi deformaţiile din elementele componente ale mijlocului de măsurare şi altele.
- **Erorile grosolane** sau **greşelile** sunt erori foarte mari, care ies mult în afara limitelor normale, denaturând rezultatele măsurării. Cauze ale acestor erori pot fi: ● apariţia unor defecţiuni în aparat, ● reglarea incorectă, ● neatenţia observatorului, ● schimbări bruşte în condiţiile de măsurare etc. Erorile grosolane trebuiesc îndepărtate din rezultatele măsurătorilor, prin repetarea măsurării. În cazul când acestea nu sunt observate în timpul măsurării, vor fi înlăturate în calculul erorilor, folosind criterii diferite.

Erorile sistematice pot fi eliminate, din rezultatele măsurărilor, prin aplicarea corecţiilor corespunzătoare, ceea ce nu se poate efectua în cazul erorilor întâmplătoare, a căror valoare este necunoscută.

Studierea proprietăţilor erorilor întâmplătoare a permis stabilirea unor metode, care să permită obţinerea unor rezultate, pe cât posibil, fără aceste erori. Cea mai folosită este metoda statistică, prin care se urmăreşte obţinerea celui mai corect rezultat, al unei serii de măsurători, cu evaluarea preciziei măsurării.

Principalele proprietăţi ale erorilor întâmplătoare sunt următoarele:

- existenţa unei probabilităţi egale de obţinere a unor erori întâmplătoare pozitive şi negative, cu aceeaşi valoare absolută;
- erorile întâmplătoare cu valori absolute mai mari sunt mai rare decât cele cu valori mai mici;
- dacă numărul măsurătorilor efectuate creşte, media aritmetică a erorilor întâmplătoare se apropie de zero;
- pentru fiecare metodă de măsurare, erorile întâmplătoare nu depăşesc o anumită valoare stabilită, erorile care depăşesc această valoare se consideră greşeli.

Scanned with OKEN Scanner

1.5. Elemente de teoria erorilor, calculul probabilităţilor şi statistică matematică

1.5.1. Elemente de teoria probabilităţilor aplicate la studiul preciziei

În acest capitol se vor defini câteva din cele mai importante noţiuni de teoria probabilităţilor, care se folosesc la studiul preciziei de fabricaţie sau de măsurare a pieselor.

1.5.1.1. Definiţii (STAS 1839-72)

Prin **eveniment** se înţelege orice rezultat al unui experiment. Evenimentele se clasifică în: ***sistematice şi aleatorii***. Evenimentele sistematice au cauze bine determinate şi se realizează întotdeauna în condiţiile experienţei respective. Evenimentele aleatorii se pot realiza sau nu în condiţiile date. Ele depind parţial de anumite cauze şi condiţii, care nu sunt strict obligatorii şi nu sunt determinate numai de ele.

Ca exemplu, se consideră prelucrarea unui lot de arbori, pe strung. Rezultatul fiecărei prelucrări este un eveniment sistematic (apariţia unui arbore), în timp ce, rezultatul calitativ este un eveniment aleator (poate apare un arbore bun sau rebut).

De asemenea, evenimentele pot fi: ● *sigure*, care se realizează cu certitudine la fiecare efectuare a experimentului şi care sunt evenimente sistematice; ● *imposibile*, care sunt evenimente sistematice ce nu se realizează niciodată la efectuarea experimentului; ● *oarecare*, care sunt evenimente aleatoare ce se pot realiza sau nu.

Orice eveniment aleator este definit printr-o anumită variabilă (mărime) aleatoare ($X,Y,Z...$), care poate lua o mulţime de valori în domeniul în care se studiază evenimentul. Exemple de variabile aleatorii sunt: dimensiunile sau abaterile efective ale pieselor, valorile jocurilor sau strângerilor obţinute la o anumită asamblare, erorile de măsurare etc.

Variabilele aleatorii pot fi: ***discrete sau continue.***

Variabila aleatoare discretă ia o mulţime finită, numărabilă de valori, iar ***variabila aleatoare continuă*** ia valori care umplu un întreg interval

Scanned with OKEN Scanner

$(X_1 < x < X_2)$.

Prin **probabilitate** a unui eveniment, legat de un experiment cu un număr finit de rezultate egal-posibile, se înţelege raportul dintre numărul rezultatelor favorabile producerii evehimentului şi numărul tuturor rezultatelor posibile:

$$P(E) = \frac{n_i}{n} \tag{3}$$

unde: $P(E)$ este probabilitatea evenimentului E;

n_i - numărul rezultatelor favorabile evenimentului E (în care evenimentul E se realizează);

n - numărul tuturor rezultatelor egal-posibile.

Deoarece $n_i \leq n$, relaţia (3) are valoarea:

$$P(E) \leq 1 \tag{4}$$

Dacă $n_i = 0$, rezultă $P(E) = 0$, adică apariţia evenimentului E este imposibilă.

Dacă $n_i = n$, rezultă $P(E) = 1$, adică evenimentul E este sigur.

Prin urmare:

$$0 \leq P(E) \leq 1 \tag{5}$$

Dacă într-un experiment, o variabilă aleatoare X ia valoarea x, cu probabilitatea

$$P(X = x) = f(x) \tag{6}$$

în mod convenţional, se scrie:

$$X: \begin{pmatrix} x \\ f(x) \end{pmatrix} \tag{7}$$

Valoarea x pe care o ia variabila aleatoare, se numeşte **argument**, iar $f(x)$ - **funcţie de probabilitate**, care caracterizează distribuţia variabilei aleatoare. Funcţia $f(x)$ este nenegativă, deoarece ea este o probabilitate şi respectă relaţia (5):

$$f(x) \geq 0 \tag{8}$$

În mod asemănător, dacă variabila aleatoare X ia valorile $x_1, x_2, \ldots x_n$, cu probabilităţile $P(x_1); P(x_2); \ldots P(x_n)$; atunci se scrie:

Scanned with OKEN Scanner

$$X:\begin{pmatrix} x_1 & x_2 \ldots x_n \\ P(x_1) & P(x_2) \ldots P(x_n) \end{pmatrix} \tag{9}$$

sau

$$X:\begin{pmatrix} x_1 & x_2 & \ldots n \\ p_1 & p_2 & \ldots p_n \end{pmatrix} \tag{10}$$

unde $P_i = P(x_i)$.

Relaţia (10) se numeşte repartiţie de probabilitate. Aceasta arată corespondenţa dintre valorile variabilei aleatorii discrete X şi probabilităţile respective.

Dacă se ia ca exemplu aruncarea unui zar, atunci este posibil să se obţină 1, 2, 3, ...6, fiecare cu probabilitatea 1/6 (deoarece $n_i = 1$ şi $n = 6$), adică:

$$X:\begin{pmatrix} 1 & 2 & 3 & 4 & 5 & 6 \\ \frac{1}{6} & \frac{1}{6} & \frac{1}{6} & \frac{1}{6} & \frac{1}{6} & \frac{1}{6} \end{pmatrix}$$

Se observă că: $\sum_{i=1}^{n} p_i = \frac{1}{6}+\frac{1}{6}+\frac{1}{6}+\frac{1}{6}+\frac{1}{6}+\frac{1}{6} = 1$, sau

$$\sum_{i=1}^{n} p_i = 1 \tag{11}$$

Din cele de mai sus, se vede că o variabilă aleatoare discretă este determinată de:

- argumentul x;
- funcţia de probabilitate $f(x)$;
- domeniul de variaţie al argumentului $x = \{x_1, x_2, \ldots x_n\}$ sau $x = \{x_i\}$, $i = 1, 2, \ldots, n$
- relaţia $f(x_i) \geq 0$;
- relaţia $\sum_{i=1}^{n} f(x_i) = 1$,

sau

$$X:\begin{pmatrix} x_i \\ f(x_i) \end{pmatrix},\ i=1,2,\ldots,n;\quad \begin{cases} f(x_i) \geq 0 \\ \sum_{i=1}^{n} f(x_i) = 1 \end{cases} \tag{12}$$

În cazul unei variabile aleatoare continue X, argumentul ia toate valorile dintr-un interval, deci o infinitate de valori $n=\infty$. Prin urmare, probabilitatea de apariţie a unei valori a argumentului, conform relaţiei (3), este nulă. Pentru rezolvarea problemei, în acest caz, se ia un interval infinit mic $[x,x+dx]$ (fig.4.3), şi se consideră probabilitatea elementară (infinitezimală) ca argumentul să capete valori cuprinse în acest interval, care este o funcţie de forma:

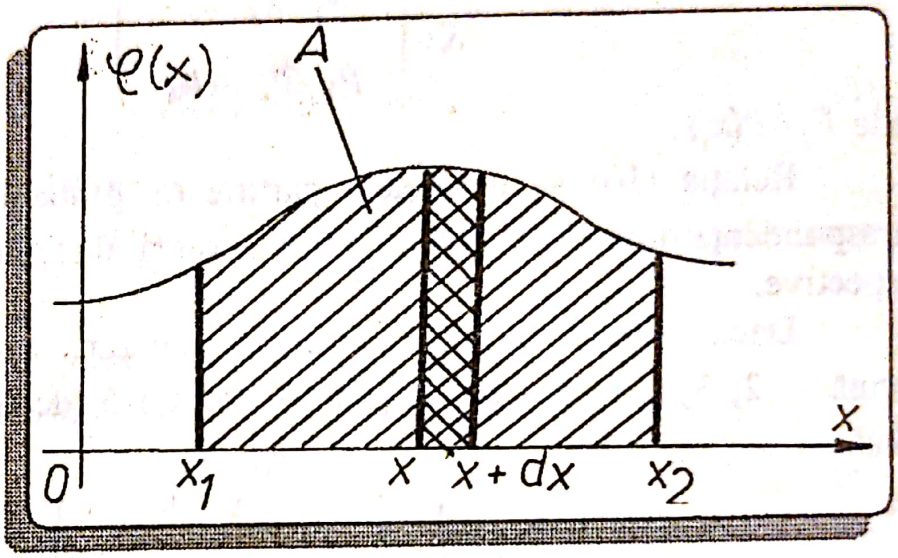


Fig.4.3. Reprezentarea grafică a unei legi de repartiţie şi interpretarea geometrică a probabilităţii

$$dP = \varphi(x)dx, \tag{13}$$

adică:

$$dP = \varphi(x)\,dx = P[\,x \leq X \leq (x+dx)]\,. \tag{14}$$

În aceste relaţii, funcţia $\varphi(x)$ se numeşte **densitate de probabilitate.** Pe baza celor de mai sus, variabila aleatoare continuă se va defini ca o variabilă aleatoare X, ale cărei valori umplu un întreg interval şi căreia i se poate ataşa o funcţie $\varphi(x)$ cu probabilităţile:

$$\varphi(x)\,dx \geq 0\,,\quad \int_{x_1}^{x_2} \varphi(x)\,dx = 1\,.$$

Scanned with OKEN Scanner

sau, deoarece $dx \geq 0$:

$$\varphi(x) \geq 0 \,, \int_{x_1}^{x_2} \varphi(x)\, dx = 1 \,.$$

Integrala corespunde relaţiei (11), stabilită pentru variabila aleatoare discretă, în care s-a înlocuit operatorul $\sum_{i=1}^{n}$, cu integrala definită $\int_{x_1}^{x_2}$. Similar relaţiei (12), se va scrie:

$$X: \begin{pmatrix} x \\ \varphi(x) \end{pmatrix}, \; X \in [x_1, x_2] \quad \begin{cases} \varphi(x) \geq 0 \\ \int_{x_1}^{x_2} \varphi(x) dx = 1 \end{cases}, \tag{15}$$

unde $[x_1, x_2]$ este intervalul de variaţie a argumentului, situat pe axa numerelor reale. Dacă acest interval este toată axa $(-\infty \,,\, \infty)$ relaţia (15) devine:

$$\int_{-\infty}^{+\infty} \varphi(x)\, dx = 1 \,.$$

Luând în considerare cele arătate, atât pentru variabile aleatoare discrete cât şi pentru variabile aleatoare continue, se poate trece la calculul probabilităţii unui eveniment astfel ca argumentul variabilei aleatoare X să ia valori mai mici decât o anumită valoare x, adică $X<x$. Probabilitatea $P(X<x)$ se notează cu funcţia:

$$F(x) = P(X<x), \tag{16}$$

care se numeşte **funcţie de repartiţie** a probabilităţii variabilei aleatoare X.

Pentru o variabilă aleatoare discretă:

$$F(x) = P(X<x) = \sum_{i=1}^{x_i < x} f(x_i) \,. \tag{17}$$

Pentru o variabilă aleatoare continuă:

$$F(x) = P(X < x) = \int_{x_1}^{x} \varphi(t)\, dt . \qquad (18)$$

În ecuaţia (18) s-a notat argumentul cu t pentru a nu se utiliza aceleaşi litere în expresia integralei şi a limitelor acesteia.

Funcţia de repartiţie are următoarele proprietăţi:

- fiind o probabilitate, conform ecuaţiei (5), va exista relaţia:

$$0 \le F(x) \le 1 ; \qquad (19)$$

- pentru intervalul $[x_1 , x_2]$, în care x_1 este cea mai mică valoare pe care o poate lua x, iar x_2 - cea mai mare valoare a lui x, se găseşte:

$$F(x_1) = 0 , \qquad (20)$$

deoarece evenimentul $X < x_1$ este imposibil şi:

$$F(x_2) = 1 , \qquad (21)$$

deoarece evenimentul $X < x_2$ este sigur;

- se observă că:

$$F(x_2) - F(x_1) > 0 ; \qquad (22)$$

- se observă că:

$$\frac{dF}{dx} = \varphi(x) ; \qquad (23)$$

- pentru intervalul $[x_1 , x_2]$, se obţine:

$$F(x)\Big|_{x_1}^{x_2} = \int_{x_1}^{x_2} \varphi(x)\, dx = P(x_1 \le X \le x_2) = \Omega ; \qquad (24)$$

- pentru intervalul $(-\infty, +\infty)$, se obţine:

$$F(x)\Big|_{-\infty}^{+\infty} = \int_{-\infty}^{+\infty} \varphi(x)\, dx = P(E) = P(-\infty \le X \le +\infty) = 1 . \qquad (25)$$

Prin urmare, funcţia de repartiţie este crescătoare, continuă şi derivabilă. Derivata ei (densitatea de repartiţie = probabilitate) este întotdeauna o funcţie pozitivă şi permite calcularea probabilităţii în orice domeniu.

Scanned with OKEN Scanner

1.5.1.2. Valori caracteristice ale variabilelor aleatorii

Variabilele aleatorii au o serie de valori caracteristice, în cea mai mare parte standardizate, care sunt deosebit de importante pentru studiul mărimilor aleatorii, fiind utilizate curent în rezolvarea problemelor privind precizia de execuţie şi montaj, teoria erorilor, controlul fabricaţiei etc.

Din prima categorie fac parte următoarele valori:

Valoarea medie (speranţa matematică) notată cu $\bar{X}, m, M(X)$, reprezintă media aritmetică a valorilor variabile aleatoare. Astfel, dacă n este numărul total de valori observate:

$$\bar{X} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} x_i. \qquad (26)$$

În unele cazuri, pentru obţinerea unei estimaţii consistente a valorii mărimii măsurate (măsurandului), în locul valorii medii aritmetice, se utilizează valoarea medie ponderată:

$$\bar{X}_p = \frac{\sum_{i=1}^{n} p_i \cdot x_i}{\sum_{i=1}^{n} p_i}, \qquad (27)$$

unde p_i reprezintă ponderea măsurării individuale de ordinul i.

În cazul împărţirii datelor în k clase, formula, pentru calculul valorii medii (STAS 2872-74) este:

$$\bar{X} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{k} n_i \cdot x_i' = \sum_{i=1}^{k} f_i \cdot x_i', \qquad (28)$$

în care x_i' este valoarea centrală a clasei;

n_i - frecvenţa absolută corespunzătoare valorii x_i', adică numărul de apariţii a valorii x_i';

f_i - frecvenţa relativă corespunzătoare valorii x_i'; $f_i = n_i/n$;

k - numărul de clase.

Pentru valoarea medie se mai poate scrie relaţia:

$$M(X) = \sum_{i=1}^{n} p_i \cdot x_i, \tag{29}$$

dacă:

$$X: \begin{pmatrix} x_1 & x_2 \dots x_n \\ p_1 & p_2 \cdots p_n \end{pmatrix}.$$

Relaţiile (26), (27), (28) şi (29) sunt valabile pentru variabile aleatorii discrete.

În cazul unei variabile aleatoare continue, valoarea medie este dată de relaţiile:

$$M(X) = \int_{-\infty}^{+\infty} x \cdot \varphi(x)\, dx, \text{ pentru } x \in (-\infty, +\infty), \tag{30}$$

$$M(X) = \int_{x_1}^{x_2} x \cdot \varphi(x)\, dx, \text{ pentru } x \in [x_1, x_2], \tag{31}$$

în care $\varphi(x)$ este densitatea de probabilitate a variabilei X.

Mediana, notată cu M_e, reprezintă valoarea faţă de care frecvenţa valorilor mai mici decât ea, este egală cu frecvenţa valorilor mai mari decât aceasta, adică:

$$P(X < M_e) = P(X \geq M_e) = \frac{1}{2}. \tag{32}$$

- Pentru $n = 2m + 1$ valori: $M_e = X_{m+1}$.

- Pentru $n = 2m$ valori: $M_e = \dfrac{X_m + X_{m+1}}{2}$.

Mediana mai este numită şi quantilă de ordinul doi.

Se definesc şi quantile de ordin superior $n \geq 2$, care sunt numerele $c_1 < c_2 < \dots < c_{n-1}$, ataşate unei variabile aleatoare, pentru care este satisfăcută

relaţia:

$$P(X<c_1)=P(c_1\le X<c_2)=P(c_2\le X<c_3)=\dots$$
$$\dots=P(c_{n-2}\le X<c_{n-1})=P(X\ge c_{n-1})=\frac{1}{n}\quad . \tag{32'}$$

Modul (mod sau modă), notată cu M_0 sau uneori cu $\hat{X}$, reprezintă:

- valoarea variabilei aleatoare X, care are frecvenţa (probabilitatea) cea mai mare, în cazul unor variabile aleatorii discrete;
- valoarea variabilei aleatoare X în orice punct de maxim al densităţii de probabilitate, în cazul unor variabile aleatorii continui.

Repartiţiile statistice pot fi: unimodale, bimodale, plurimodale sau antimodale (care în loc de maxim au un minim).

Momentul de ordinul k, notat cu $M(X^k)$, reprezintă valoarea medie a variabilei aleatoare X^k şi este dat de relaţia:

- pentru N valori distincte:

$$M(X^k)=\sum_{i=1}^{N} x_i^k\cdot P_i; \tag{33}$$

- pentru variabile aleatorii continue:

$$M(X^k)=\int_{-\infty}^{+\infty} x^k\cdot\varphi(x)\,dx,\ x\in(-\infty,+\infty), \tag{34}$$

$$M(X^k)=\int_{x_1}^{x_2} x^k\cdot\varphi(x)\,dx,\ x\in[x_1,x_2]. \tag{35}$$

Dacă $k=1$, se obţine valoarea medie, care este momentul de ordinul 1.

Valoarea centrală, notată cu x_c este egală cu semisuma celei mai mari şi celei mai mici valori, observate în seria statistică.

$$x_c=\frac{x_{\min}+x_{\max}}{2}. \tag{36}$$

Scanned with OKEN Scanner

Din a doua categorie fac parte următoarele valori caracteristice:

Momentul centrat de ordinul k, notat cu σ^k sau $D^k(X)$, reprezintă momentul de ordinul k al abaterii valorilor variabilei aleatoare, faţă de valoarea medie $M(X)=m$. Astfel:

- pentru N valori distincte:

$$\sigma^k = \sum_{i=1}^{N} (x_i - m)^k; \tag{37}$$

- pentru variabile aleatorii continue:

$$\sigma^k = \int_{-\infty}^{+\infty} (x-m)^k \cdot \varphi(x)\,dx, \quad x \in (-\infty, +\infty), \tag{38}$$

$$\sigma^k = \int_{x_1}^{x_2} (x-m)^k \cdot \varphi(x)\,dx, \quad x \in [x_1, x_2]. \tag{39}$$

Dispersia, notată cu σ^2 sau $D^2(X)$, reprezintă momentul centrat de ordinul doi şi este valoarea cea mai folosită pentru a exprima tendinţa de dispersie a valorilor variabilei aleatoare X faţă de centrul de grupare $M(X)=m$.

- Pentru toate valorile observate n:

$$\sigma^2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{n} (x_i - m)^2. \tag{40}$$

- Pentru N valori distincte:

$$\sigma^2 = \sum_{i=1}^{N} (x_i - m)^2 \cdot p_i. \tag{41}$$

- Pentru variabile aleatorii continue:

$$\sigma^2 = \int_{-\infty}^{+\infty} (x-m)^2 \varphi(x)\,dx, \quad x \in (-\infty, +\infty), \tag{42}$$

Scanned with OKEN Scanner

$$\sigma^2 = \int_{x_1}^{x_2} (x-m)^2 \varphi(x)\,dx, \quad x \in [x_1, x_2]. \tag{43}$$

- *Abaterea medie pătratică* numită şi abatere standard, se notează cu σ sau $D(x)$ şi reprezintă rădăcina pătrată din dispersie.

- *Amplitudinea,* notată cu R sau W, este diferenţa dintre cea mai mare şi cea mai mică valoare a variabilei aleatoare:

$$R = W = x_{\max} - x_{\min}. \tag{44}$$

- *Abaterile limită* ($A_{lim.sup}$ şi $A_{lim.inf}$) sunt cele mai mari abateri posibile ale variabilei aleatorii X, faţă de centrul de grupare $M(X) = m$ sau x_c:

$$A_{lim.sup} = x_{\max} - m, \tag{45}$$
$$A_{lim.inf} = x_{\min} - m.$$

- *Abaterea centrală* (A_i) este diferenţa dintre valoarea observată x_i şi valoarea medie m:

$$A_i = x_i - m. \tag{46}$$

- *Abaterea medie aritmetică* (A_m) reprezintă valoarea medie aritmetică a abaterilor centrale, în valoare absolută, pentru toate valorile observate:

$$A_m = \sum_{i=1}^{n} |A_i| \cdot p_i. \tag{47}$$

- *Abaterea medie pătratică relativă* (λ), reprezintă raportul dintre abaterea medie pătratică şi jumătatea amplitudinii:

$$\lambda = \frac{2\sigma}{R} = \frac{2\sigma}{W}. \tag{48}$$

Scanned with OKEN Scanner

Coeficientul de împrăştiere relativă (k), este raportul dintre abaterea medie pătratică relativă pentru legea de distribuţie considerată şi abaterea medie pătratică relativă (λ_e), pentru legea de distribuţie etalon (de obicei legea Gauss-Laplace) pentru $\lambda_e = 1/3$):

$$k = \frac{\lambda}{\lambda_e} = 3\lambda = \frac{6\sigma}{R} = \frac{6\sigma}{W}. \tag{49}$$

Coeficientul de asimetrie relativă (α), caracterizează deplasarea valorii medii $M(X)=m$ faţă de mijlocul câmpului de împrăştiere x_c:

$$\alpha = \frac{m - x_c}{\frac{R}{2}} = \frac{2(m - x_c)}{R} = \frac{2e}{R} = \frac{2e}{W}. \tag{50}$$

unde e reprezintă excentricitatea lui m faţă de x_c.

1.5.1.3. Legi de repartiţie

În studiul diferitelor fenomene aleatorii, se folosesc diferite legi de repartiţie, unele fiind stabilite pentru variabile aleatorii discrete, altele pentru variabile aleatorii continue.

Câteva repartiţii discrete sunt următoarele:

Repartiţia binominală (repartiţia lui Bernoulli) se aplică pentru variabile aleatorii discrete, care pot lua valori de la 0 la n şi sunt de forma (STAS 1839-72):

$$X: \begin{pmatrix} 0 & 1 & k & \dots n \\ q_n & C_n^1 \cdot p \cdot q^{n-1} & \dots c_n^k \cdot p^k \cdot q^{n-k} & \dots p^n \end{pmatrix}, \tag{51}$$

pentru $0 \le p \le 1$; $q = 1 - p$.

Numărul de realizări ale unui experiment aleator în n experienţe

independente (în cadrul fiecărei experienţe se realizează mai multe încercări) are o repartiţie binominală cu parametrii n şi p, dacă probabilitatea realizării evenimentului, în fiecare experiment în parte este p.

Valorile caracteristice ale legii binominale sunt:

$$M(X)=np;\ D^2(X)=\sigma^2=n\cdot p\cdot q, \tag{52}$$

Funcţia de repartiţie este:

$$F(x)=\begin{cases} 0, & daca\ x\le 0; \\ q_n, & daca\ 0<x\le 1; \\ \sum_{k=0}^{1} c_n^k\cdot p^k\cdot q^{n-k} & daca\ 1<x\le 2; \\ \cdots\cdots\cdots\cdots & \\ \sum_{k=1}^{n-1} C_n^k\cdot p^k\cdot q^{n-k} & daca\ (n-1)<x\le n; \\ 1 & daca\ x>n \end{cases}$$

Această lege de repartiţie este folosită la studiul preciziei de măsurare, la studiul repartiţiei semnului erorilor întâmplătoare, etc.

Repartiţia Poisson (legea evenimentelor rare) este o repartiţie de probabilitate pentru variabilele aleatorii discrete, care pot lua valori de la 0 la $+\infty$, şi au forma:

$$X:\begin{pmatrix} 0 & 1 & 2 & \cdots\cdots & k \\ e^{-\lambda} & \frac{\lambda}{1!}\cdot e^{-\lambda} & \frac{\lambda^2}{2!}\cdot e^{-\lambda} & \cdots & \frac{\lambda^k}{k!}\cdot e^{-\lambda} \end{pmatrix}, \tag{54}$$

pentru $\lambda>0$.

Valorile caracteristice pentru repartiţia Poisson sunt:

$$M(X)=a;\ D^2(X)=\sigma^2=a. \tag{55}$$

Funcţie de repartiţie este:

$$F(x)=\sum_{x=0}^{[x]-1} P(k;\lambda)=\sum_{x=0}^{[x]-1}\frac{\lambda^k}{k!}\cdot e^{-\lambda}. \tag{56}$$

Pentru valori mici ale lui p şi valori mari ale lui n, repartiţia

binominală este aproximată de repartiţia Poisson cu $a = n \cdot p$.

Legea de repartiţie Poisson este folosită la controlul de recepţie prin sondaj, studiul defectării maşinilor-unelte în exploatare, prelucrarea simultană pe mai multe maşini etc.

Cele mai folosite repartiţii continue sunt:

- *Repartiţia uniformă* (legea egalei probabilităţi sau a dreptunghiului) este definită prin densitatea de probabilitate $\varphi(x) = \text{const.}$ pe intervalul $[x_1, x_2]$ şi $\varphi(x) = 0$ în afara acestui interval, adică:

$$(x) = \begin{cases} const., & pentru\ x_1 \le x \le x_2 \\ 0, & pentru\ x < x_1\ si\ x > x_2 \end{cases} \quad (57)$$

Având în vedere relaţia (15) şi fig.4.4 rezultă că aria dreptunghiului este:

$$\varphi(x) \cdot (x_2 - x_1) = \int_{x_1}^{x_2} \varphi(x)dx = 1 \rightarrow \varphi(x) = \frac{1}{x_2 - x_1} = const.$$

Conform relaţiei (18), funcţia de repartiţie va fi:

$$F(x) = \int_{x_1}^{x_2} \varphi(t)dt = \frac{1}{x_2 - x_1} \int_{x_1}^{x_2} dt = \frac{1}{x_2 - x_1}(x - a). \quad (58)$$

Valoarea medie aritmetică este:

$$m = M(X) = \int_{x_1}^{x_2} x \cdot \varphi(x)dx = \frac{x_2 + x_1}{2}, \quad (59)$$

iar dispersia:

$$\sigma^2 = \int_{x_1}^{x_2} (x - m)^2 \varphi(x)dx = \frac{(x_2 - x_1)^2}{12} = \frac{R^2}{12}, \quad (60)$$

unde $R = x_2 - x_1$ este amplitudinea intervalului.

Abaterea medie pătratică:

$$\sigma = \sqrt{\frac{R^2}{12}} = \frac{R}{2\sqrt{3}}. \qquad (61)$$

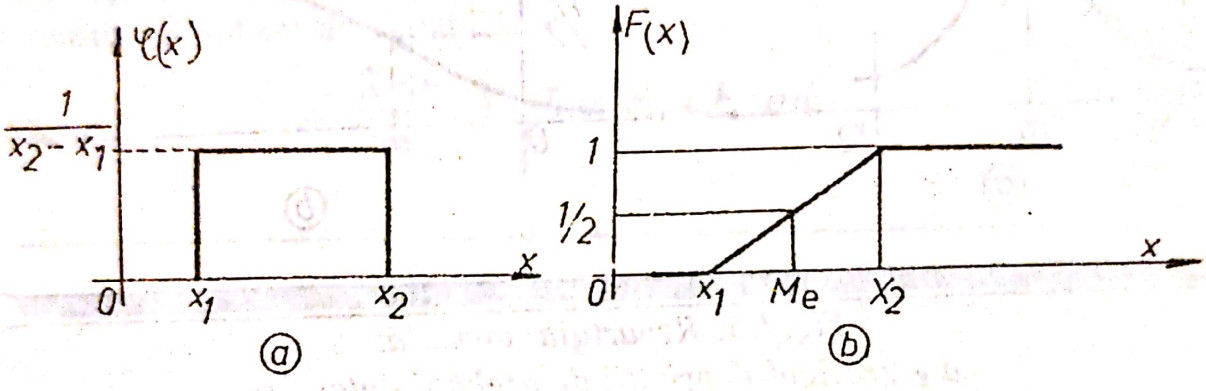


Fig.4.4. Repartiţie uniformă:
a - graficul densităţii de probabilitate;
b - graficul de repartiţie

După această lege se repartizează dimensiunile efective ale pieselor, când una din cauzele erorilor este predominantă (de exemplu la prelucrarea pe maşini automate cu scule reglate). Ea poate apare şi în cazul unor erori de măsurare ale căror valori se rotunjesc sau în alte cazuri ca de exemplu la extragerile Loto etc.

Repartiţia normală, notată cu $N(x;m;\sigma)$, este cunoscută şi sub denumirea de repartiţia Laplace-Gauss sau repartiţia Gauss (fig.4.5) şi este definită prin densitatea de probabilitate:

$$\varphi(x;m;\sigma) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(x-m)^2}{2\sigma^2}}, \qquad (62)$$

pentru $-\infty < x < +\infty$, $\sigma > 0$.

Parametrii repartiţiei sunt m şi σ.

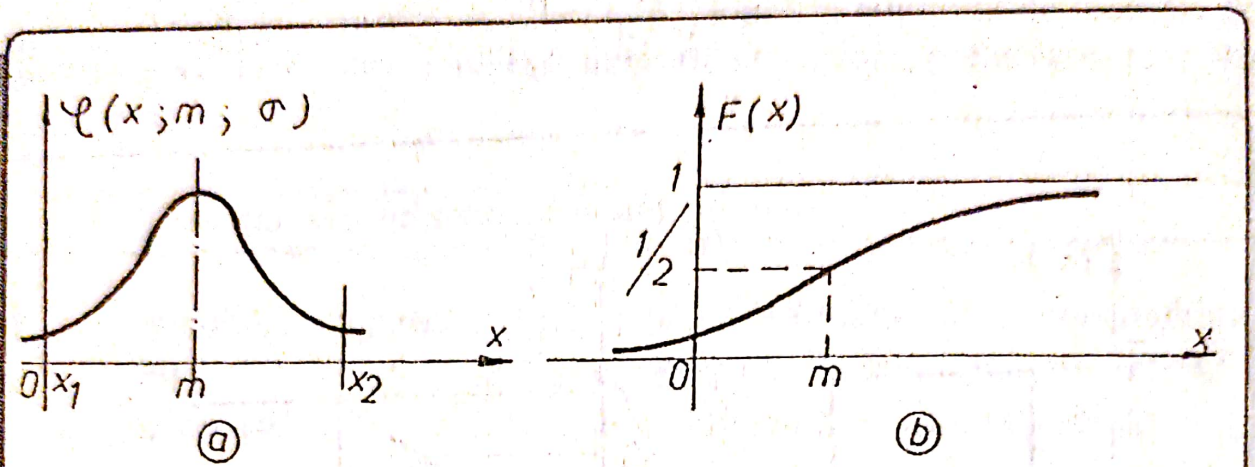


Fig.4.5. Repartiţia normală:
a - graficul densităţii de probabilitate;
b - graficul funcţiei de repartiţie

Graficul densităţii de probabilitate este o curbă simetrică având un maximum pentru $x=m$:

$$\varphi(x)_{max} = \varphi(x-m) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}}. \qquad (63)$$

În punctele $(m-\sigma)$ şi $(m+\sigma)$, acest grafic prezintă câte un punct de inflexiune, iar axa absciselor este asimptotă la $-\infty$ respectiv $+\infty$.

În intervalul $(m-3\sigma),(m+3\sigma)$, aria suprafeţei cuprinse între curbă şi axa absciselor, constituie 99,73 % din întreaga arie de sub curbă şi, în practică, se neglijează 0,27 % din arie considerându-se că repartiţia se extinde pe o amplitudine $R = 6\sigma$.

Funcţia de repartiţie, conform relaţiei (18), este:

$$N(x;m;\sigma) = F(x) = P(X<x) = \int_{-\infty}^{x} \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \cdot e^{\frac{(t-m)^2}{2\sigma^2}}\, dt, \qquad (64)$$

iar în baza relaţiei (15), se poate scrie:

$$\int_{-\infty}^{+\infty} \varphi(x)\,dx = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{+\infty} e^{-\frac{(x-m)^2}{2\sigma^2}}\,dx = 1.$$

Deoarece interesează, în special, probabilitatea de apariţie a variabilei aleatoare x într-un anumit domeniu x_1, x_2, în jurul maximului curbei de repartiţie şi nu pe tot intervalul $(-\infty, +\infty)$, pentru uşurinţa calculelor se face următoarea schimbare de variabilă:

$$Z = \frac{X-m}{\sigma};\ X = Z\cdot\sigma + m;\ dX = \sigma\,dz. \qquad (65)$$

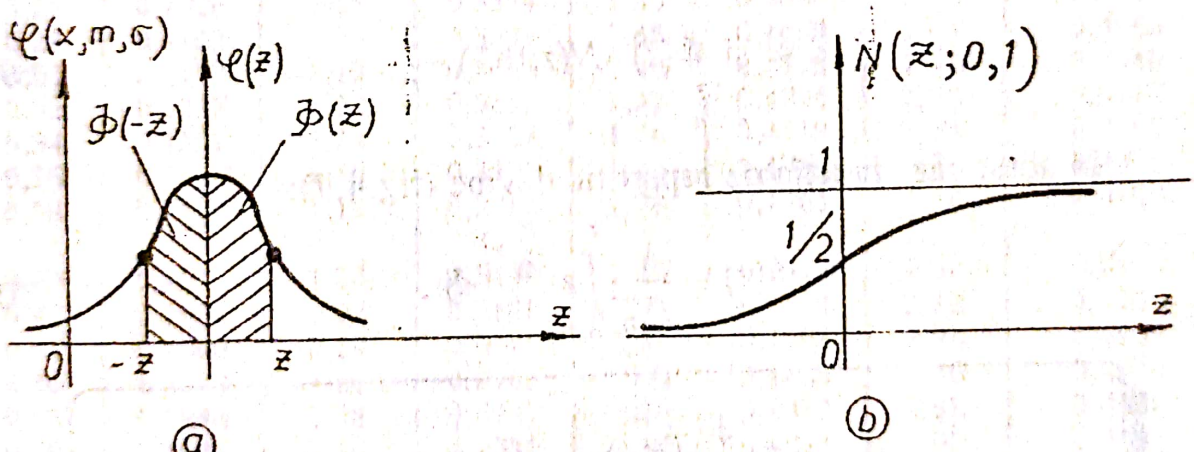


Fig.4.6. Repartiţia normală sub formă normată:
a - densitatea de probabilitate;
b - funcţia de repartiţie

Variabila normată Z are densitatea de probabilitate:

$$\varphi(z) = \varphi(z;0;1) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{1}{2}\cdot z^2}. \qquad (66)$$

Funcţia de repartiţie se numeşte funcţie de *repartiţie normal normată* (fig.4.6) şi are forma:

$$N(z;0;1)=P(Z<z)=\int_{-\infty}^{z}\frac{1}{2\pi}\cdot e^{-\frac{1}{2}y^2}dy. \qquad (67)$$

Valorile caracteristice pentru repartiţia normal normată sunt:

$$M(Z)=0;\ D^2(Z)=\sigma^2=1;\ D(Z)=\sigma=1. \qquad (68)$$

Deoarece curba este asimetrică în raport cu punctul $\left(0,\frac{1}{2}\right)$ (fig.4.5), Laplace a făcut o deplasare a sistemului de referinţă pentru funcţia de repartiţie normată, şi anume:

$$Z=x \text{ şi } \Phi(z)=N(z;0;1)-\frac{1}{2}. \qquad (69)$$

In acest caz, funcţia de repartiţie devine (fig.4.7):

$$\Phi(z)=\frac{1}{\sqrt{2\pi}}\int_{o}^{z}e^{-\frac{1}{2}y^2}dy. \qquad (70)$$

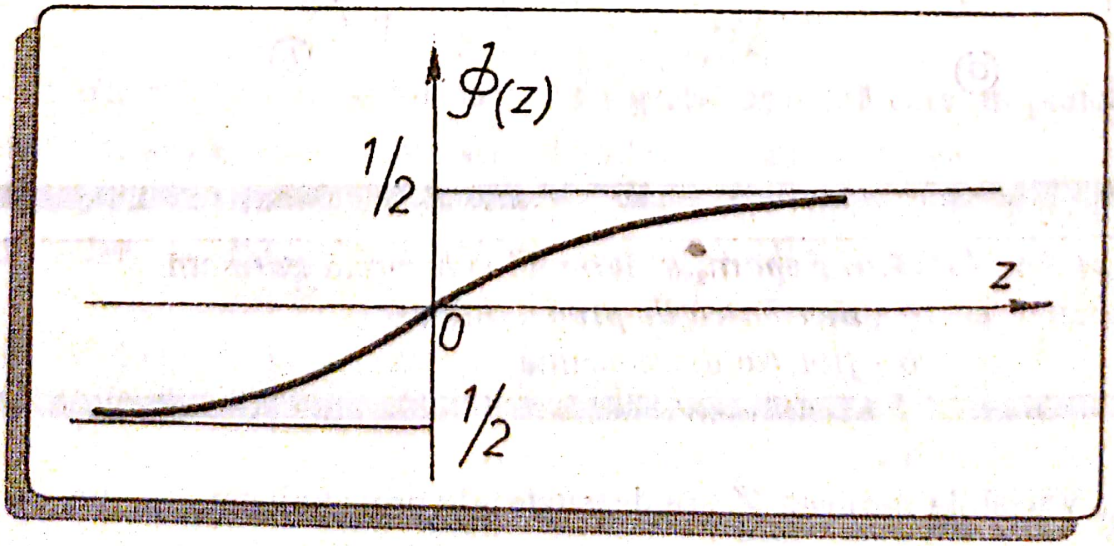


Fig.4.7. Deplasarea sistemului de referinţă (Laplace)

Tabelul 1 *Valorile integrale* $\Phi(z)$

z	$\Phi(z)$	z	$\Phi(z)$	z	$\Phi(z)$	z	$\Phi(z)$
0,00	0,0000	0,80	0,2881	1,60	0,4452	2,40	0,4918
0,02	0,0080	0,82	0,2939	1,62	0,4474	2,42	0,4922
0,04	0,0160	0,84	0,2995	1,64	0,4495	2,44	0,4927
0,06	0,0239	0,86	0,3051	1,66	0,4515	2,46	0,4031
0,08	0,0319	0,88	0,3106	1,68	0,4535	2,48	0,4934
0,10	0,0398	0,90	0,3159	1,70	0,4554	2,50	0,4938
0,12	0,0478	0,92	0,3212	1,72	0,4573	2,52	0,4941
0,14	0,0557	0,94	0,3264	1,74	0,4591	2,54	0,4945
0,16	0,0636	0,96	0,3315	1,76	0,4608	2,56	0,4948
0,18	0,0714	0,98	0,3365	1,78	0,4625	2,58	0,4951
0,20	0,0793	1,00	0,3413	1,80	0,4641	2,60	0,4953
0,22	0,0871	1,02	0,3461	1,82	0,4656	2,62	0,4956
0,24	0,0948	1,04	0,3508	1,84	0,4671	2,64	0,4959
0,26	0,1026	1,06	0,3554	1,86	0,4686	2,66	0,4961
0,28	0,1103	1,08	0,3599	1,88	0,4699	2,68	0,4963
0,30	0,1179	1,10	0,3643	1,90	0,4713	2,70	0,4965
0,32	0,1255	1,12	0,3686	1,92	0,4726	2,72	0,4967
0,34	0,1331	1,14	0,3729	1,94	0,4738	2,74	0,4969
0,36	0,1406	1,16	0,3770	1,96	0,4750	2,76	0,4971
0,38	0,1480	1,18	0,3810	1,98	0,4761	2,78	0,4973
0,40	0,1554	1,20	0,3849	2,00	0,4772	2,80	0,4974
0,42	0,1628	1,22	0,3888	2,02	0,4783	2,82	0,4976
0,44	0,1700	1,24	0,3925	2,04	0,4793	2,84	0,4977
0,46	0,1772	1,26	0,3962	2,06	0,4803	2,86	0,4979
0,48	0,1844	1,28	0,3997	2,08	0,4812	2,88	0,4980
0,50	0,1915	1,30	0,4032	2,10	0,4821	2,90	0,4981
0,52	0,1985	1,32	0,4066	2,12	0,4830	2,92	0,4982
0,54	0,2054	1,34	0,4099	2,14	0,4838	2,94	0,4984
0,56	0,2123	1,36	0,4131	2,16	0,4846	2,96	0,4985
0,58	0,2190	1,38	0,4162	2,18	0,4854	2,98	0,4986
0,60	0,2257	1,40	0,4192	2,20	0,4861	3,00	0,49865
0,62	0,2324	1,42	0,4222	2,22	0,4868	3,20	0,49931
0,64	0,2389	1,44	0,4251	2,24	0,4875	3,40	0,49966
0,66	0,2454	1,46	0,4279	2,26	0,4881	3,60	0,49984
0,68	0,2517	1,48	0,4306	2,28	0,4887	3,80	0,49993
0,70	0,2580	1,50	0,4332	2,30	0,4893	4,00	0,49997
0,72	0,2642	1,52	0,4357	2,32	0,4898	4,50	0,499997
0,74	0,2703	1,54	0,4382	2,34	0,4904	5,00	0,499997
0,76	0,2764	1,56	0,4406	2,36	0,4909	-	-
0,78	0,2823	1,58	0,4429	2,38	0,4913	-	-

Observaţie. Pentru valori intermediare ale lui z, valoarea lui $\Phi(z)$ se poate determina aproximativ prin interpolare.

Scanned with OKEN Scanner

Ea se numeşte *funcţie integrală a lui Laplace sau funcţie normată a lui Laplace.*

Se observă că:

$$\Phi(-z) = \int_{-z}^{0} \varphi(z)dz = \int_{0}^{z} \varphi(z)dz = \Phi(+z) \ldots. \qquad (71)$$

Probabilitatea ca Z să ia valori între $-z$ şi $+z$ este:

$$P(-z \le Z \le +z) = \int_{-z}^{+z} \varphi(z)dz = 2\Phi(z). \qquad (72)$$

Probabilitatea ca Z să ia valori în afara acestui domeniu este:

$$P(Z < -z \text{ si } Z > +z) = \int_{-\infty}^{+\infty} \varphi(z)dz - \int_{-z}^{+z} \varphi(z)dz = 1 - 2\Phi(z). \qquad (73)$$

Funcţia $\Phi(z)$ a fost calculată şi tabelată pentru diferite valori ale lui z (tabelul 1). Din tabelul 1, se observă că majoritatea valorilor luate de z (0,9973 sau 99,73 %) se găsesc în intervalul [-3; +3]. In acest domeniu riscul de apariţie a pieselor rebut este de 0,0027 sau 0,27 % şi se numeşte risc normal. Din acest motiv, în practică, este suficient să se considere că mărimea aleatoare X se găseşte în domeniul [-3; +3] pentru variabila Z. Deci:

$$Z = \pm\frac{X-m}{\sigma};\ Z = \pm 3\sigma + m. \qquad (74)$$

Prin urmare, 99,73 % din probabilitatea de apariţie a mărimii X se găseşte în domeniul $[x_1 = -3\sigma + m;\ x_2 = m + 3\sigma]$.

Diferenţa $(x_2 - x_1)$ se numeşte câmp de împrăştiere practic sau amplitudine practică, notată cu W, adică:

$$W = x_2 - x_1 = m + 3\sigma + 3\sigma - m = 6\sigma. \qquad (75)$$

Aşadar, în practică, se consideră că piesele prelucrate (în producţie de masă sau de serie) sunt corespunzătoare dacă câmpul de împrăştiere efectiv $W = 6\sigma$, este egal cu toleranţa prescrisă pentru piesele respective, iar dimensiunile (abaterile) efective ale acestora se supun legii normale de distribuţie.

Pentru cazul normal de prelucrare, valorile caracteristice sunt:

Scanned with OKEN Scanner

$$M(X)=m=x_c;\ D^2(X)=\sigma^2=\frac{W^2}{36};$$

$$D(X)=\sigma=\frac{W}{6};\ \lambda=\frac{2\sigma}{R}=\frac{2\sigma}{6\sigma}=\frac{1}{3}; \qquad (76)$$

$$\alpha=\frac{2(m-x_c)}{R}=0;\ k=\frac{\lambda}{\lambda_k}=\frac{6\sigma}{R}=\frac{6\sigma}{W}=\frac{6\sigma}{6\sigma}=1.$$

Legea de repartiţie normală are o largă răspândire în practică la studiul preciziei de execuţie, montare şi măsurare, în studiul erorilor, la controlul static etc.

Legea de repartiţie Simpsson sau a triunghiului isoscel (fig.4.8), care se defineşte prin densitatea de probabilitate dată de relaţia:

$$\varphi(x)=\begin{cases}0, & \text{pentru } X<x_1 \text{ si } X>x_2,\\ C(x-x_1), & \text{pentru } x_1\le X\le x_c,\\ -C(x-x_2), & \text{pentru } x_c\le X\le x_2\end{cases} \qquad (77)$$

în care C este o constantă.

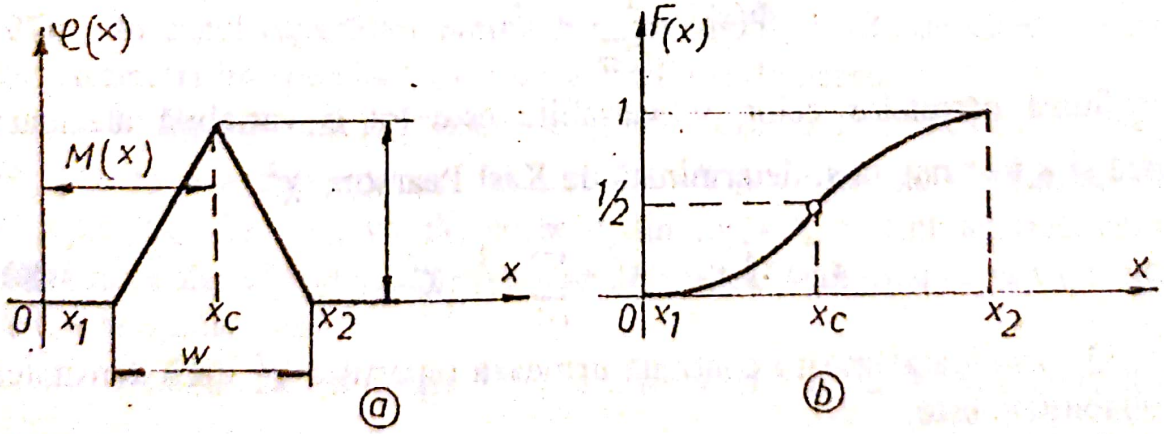


Fig.4.8. Repartiţia triunghiului isoscel:
a - densitatea de probabilitate;
b - funcţia de repartiţie

Efectuând calculele se obţin, pentru valorile caracteristice, expresiile:

$$C=\frac{4}{(x_2-x_1)^2}=\frac{4}{W^2};\ D^2(X)=\sigma^2=\frac{(x_2-x_1)^2}{24}=\frac{W^2}{24};$$

$$M(X)=x_c=\frac{x_2-x_1}{2}=\frac{W}{2};\ D(X)=\sigma=\frac{x_2-x_1}{2\sqrt{6}}=\frac{W}{2\sqrt{6}}=\frac{W}{4,9}; \qquad (78)$$

$$\lambda=\frac{2\sigma}{W}=\frac{1}{\sqrt{6}};\ k=\frac{\lambda}{\lambda_e}=\frac{\sqrt{3}}{\sqrt{6}}=1,225;\ \alpha=\frac{2e}{W}=0.$$

Această lege de repartiţie se foloseşte la studiul precizie de prelucrare sau măsurare, la prelucrarea în anumite condiţii şi când numărul de valori observate nu este prea mare.

Legea de repartiţie HI - pătrat (χ^2) sau repartiţia Helmert-Pearson. Astronomul F.R.Helmert a considerat ν variabile aleatorii independente: $x_1,x_2,\ldots,x_\nu$, care au fiecare în parte, o repartiţie normală normată cu parametrii $M(X)=m=0$ şi $\sigma^2=1$ şi cu densitatea de probabilitate:

$$\Phi(x)=\frac{1}{\sqrt{2\pi}}\cdot e^{-\frac{1}{2}\cdot x^2}. \qquad (79)$$

Suma pătratelor celor ν variabile este tot o variabilă aleatoare continuă şi a fost notată şi determinată de Karl Pearson, χ^2:

$$x_1^2+x_2^2+\ldots+x_\nu^2=\sum_{i=1}^{\nu}x_i^2=\chi^2. \qquad (80)$$

O variabilă aleatoare continuă urmează repartiţia χ^2 dacă densitatea de probabilitate este:

$$\Phi(x)=\begin{cases}\dfrac{1}{2^{\frac{\nu}{2}}\cdot\Gamma\left(\frac{\nu}{2}\right)}\cdot x^{\frac{\nu}{2}-1}\cdot e^{-\frac{1}{2}x}, & \text{pentru } x>0;\\ 0, & \text{pentru } x\le 0.\end{cases} \qquad (81)$$

În relaţia (81), parametrul ν reprezintă numărul gradelor de libertate, iar funcţia $\Gamma\left(\frac{\nu}{2}\right)$ reprezintă funcţia Gamma sau funcţia lui Euler de speţa a doua (STAS 1839-72), definită cu ajutorul integralei improprii introdusă de Euler:

$$\Gamma(p) = \int_0^{\infty} x^{p-1} \cdot e^{-x} dx,\ p > 0. \tag{82}$$

Prin numărul gradelor de libertate se înţelege numărul de variabile independente a căror variaţie nu suferă nici o restricţie. De exemplu, dacă o variabilă aleatoare X, care poate lua valorile $x_1, x_2, \ldots, x_\nu$ cu probabilitatea $p_1, p_2, \ldots, p_\nu$ şi dacă $\sum_{i=1}^{\nu} p_i = 1$, atunci oricare dintre probabilităţi poate fi determinată dacă se cunosc celelalte $(\nu - 1)$ probabilităţi. Se spune în astfel de cazuri, că variabila aleatoare continuă χ^2 are $(\nu - 1)$ grade de libertate adică $(\nu - 1)$ variabile sunt independente, iar una este dependentă obţinându-se din celelalte $(\nu - 1)$ variabile independente.

În cazul repartiţiei normale, de exemplu, $\nu = 2$, deoarece se observă doi parametri independenţi: valoarea medie şi dispersia.

În fig.4.9 sunt reprezentante grafic curbele densităţii de probabilitate $\varphi(x)$ pentru ν având valorile: $\nu = 2$; $\nu = 4$; $\nu = 6$ şi $\nu = 15$, cât şi graficul funcţiei de repartiţie. Se observă că, curbele din fig.4.9, a sunt asimetrice pentru valori mici ale lui ν şi se apropie lent de curbele specifice repartiţiei normale când ν ia valori mari.

Funcţia de repartiţie $F(x)$ a unei variabile aleatoare continue care urmează repartiţia χ^2 este:

$$F(x) = P(X \le x_p) = \int_0^{x_p} \frac{1}{2^{\frac{\nu}{2}} \cdot \Gamma\left(\frac{\nu}{2}\right)} \cdot x^{\frac{\nu}{2}-1} \cdot e^{-\frac{1}{2}x} \cdot dx, \tag{83}$$

sau:

$$F(\chi^2) = P(X = \chi^2 - \chi_p^2) = \frac{1}{2^{\frac{\nu}{2}} \cdot \Gamma\left(\frac{\nu}{2}\right)} \int_0^{\chi_p^2} (\chi^2)^{\frac{\nu}{2}-1} \cdot e^{-\frac{1}{2}\cdot\chi^2} d(\chi^2). \quad (84)$$

În practică, este necesar să se determine probabilitatea ca valorile variabilei χ^2 să fie mai mari ca o valoare dată χ_p^2 adică:

$$P(\chi^2 > \chi_p^2) = \frac{1}{2^{\frac{\nu}{2}} \cdot \Gamma\left(\frac{\nu}{2}\right)} \int_{\chi_p^2}^{+\infty} (\chi^2)^{\frac{\nu}{2}-1} \cdot e^{-\frac{1}{2}\cdot\chi^2} \cdot d(\chi^2) = \alpha. \quad (85)$$

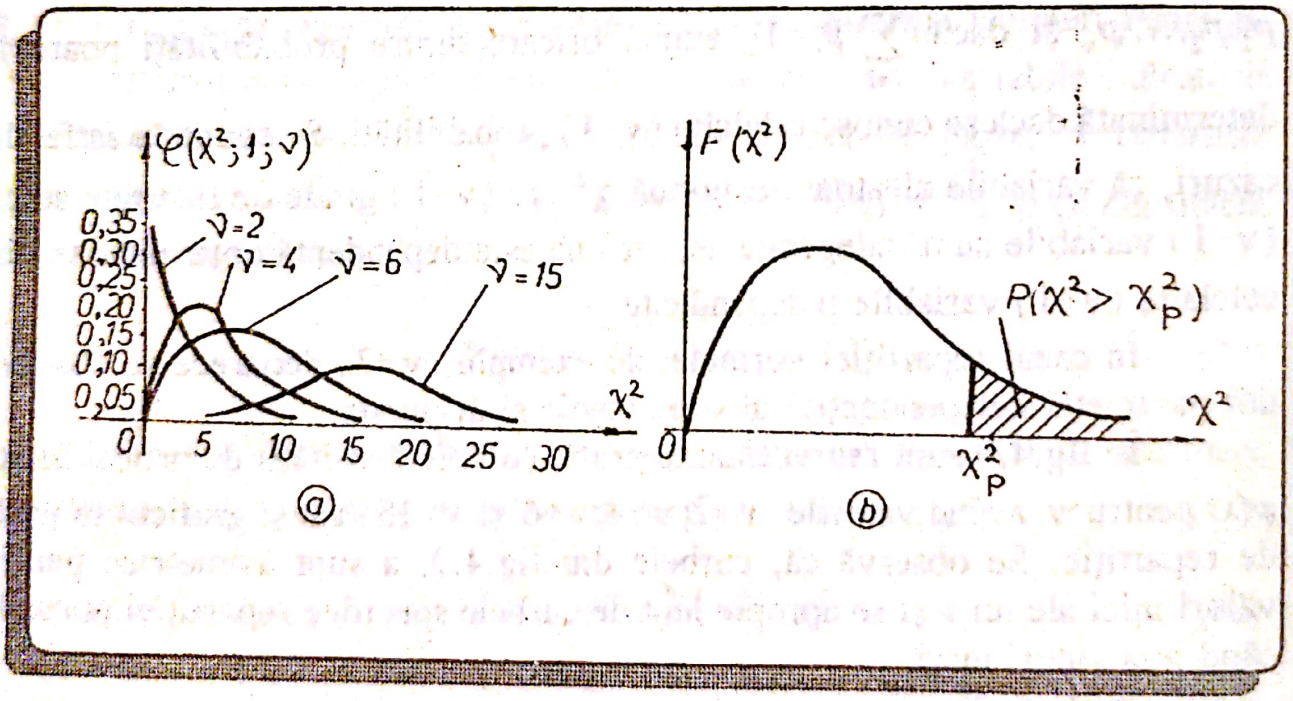


Fig.4.9. Repartiţia HI - pătrat:
a - densitatea de probabilitate;
b - funcţia de repartiţie

În STAS 2631-72 anexa 2 se dau valorile calculate pentru relaţia (85), pentru diferite grade de libertate şi diferite valori α.

Scanned with OKEN Scanner

Repartiţia HI-pătrat se foloseşte frecvent în controlul de recepţie al produselor şi la calculul nivelului de calitate acceptabil.

Repartiţia Student sau repartiţia t, a fost numită astfel în memoria matematicianului englez Gosset, al cărui pseudonim era Student.

O variabilă aleatoare X urmează legea t, cu ν grade de libertate, dacă densitatea de probabilitate este:

$$\varphi(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \cdot \frac{\Gamma\left(\frac{\nu+1}{2}\right)}{\Gamma\left(\frac{\nu}{2}\right)} \cdot \left(1+\frac{x^2}{\nu}\right)^{-\frac{\nu+1}{2}}, \qquad (86)$$

pentru $-\infty < x < +\infty$ şi $\nu > 1$.

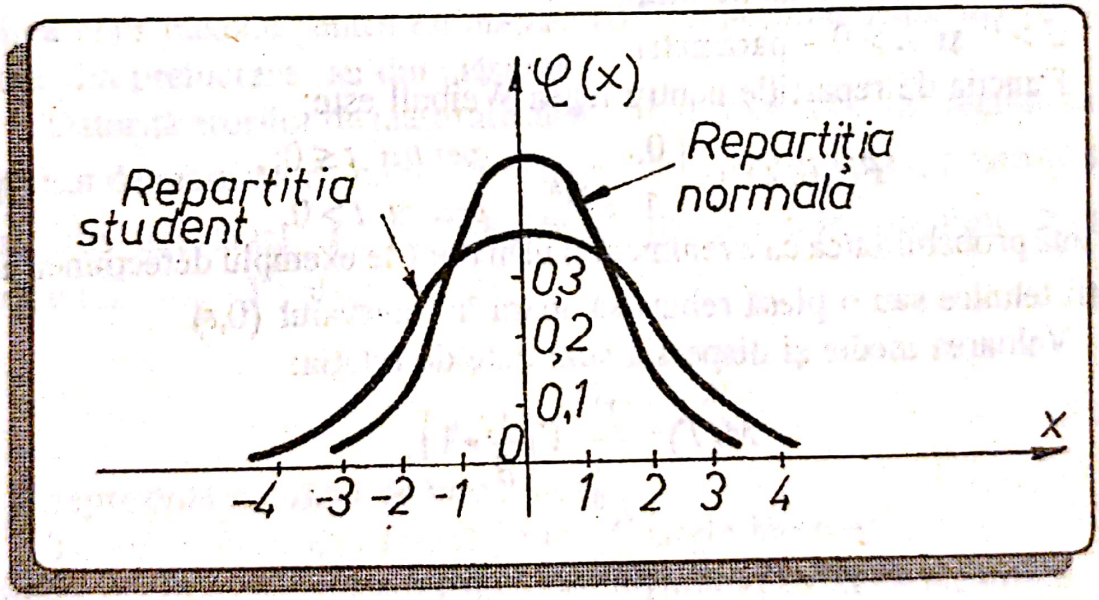


Fig.4.10. Densitatea de probabilitate pentru repartiţia normală şi Student

Funcţia $\varphi(x)$ este pară în raport cu x, adică: $\varphi(-x) = \varphi(x)$ deci, graficul ei este simetric în raport cu axa ordonatelor (fig.4.10). Ca şi în cazul repartiţiei HI-pătrat, densitatea de probabilitate depinde de parametrul ν (numărul gradelor de libertate). Când $\nu \to \infty$, practic când $\nu > 30$, dispersia tinde spre 1, ceea ce înseamnă că repartiţia Student tinde către repartiţia

normală atunci când ν este suficient de mare. Dacă $\nu>2$, valoarea medie şi dispersia sunt:

$$M(X)=0;\ D^2(X)=\sigma^2=\frac{\nu}{\nu-2}. \tag{87}$$

Repartiţia Student este folosită frecvent, în controlul proceselor de fabricaţie pentru determinarea caracteristicilor de calitate şi fiabilitate a produselor.

Repartiţia Weibull are mai multe forme analitice, dintre care mai folosită este forma biparametrică, definită prin densitatea de probabilitate, dată de relaţia

$$\varphi(t,\beta,\lambda) = \begin{cases} 0, & pentru\ \ t\le 0; \\ \beta\cdot\lambda\cdot t^{\beta-1}\cdot e^{-\lambda t^{\beta}}, & pentru\ \ t>0. \end{cases} \tag{88}$$

în care t reprezintă variabila timp;

$\beta>0$ şi $\lambda>0$ - parametri.

Funcţia de repartiţie pentru legea Weibull este:

$$F(t,\beta,\lambda) = \begin{cases} 0, & pentru\ \ t\le 0; \\ 1-e^{\lambda t^{\beta}}, & pentru\ \ t>0. \end{cases} \tag{89}$$

şi exprimă probabilitatea ca evenimentul următor (de exemplu defecţiunea unei instalaţii tehnice sau o piesă rebut) să apară în intervalul $(0,t)$.

Valoarea medie şi dispersia sunt date de relaţia:

$$M(T)=\frac{1}{\lambda^{\frac{1}{\beta}}}\cdot\Gamma\left(\frac{1}{\beta}+1\right);$$

$$D^2(T)=\frac{\beta}{\lambda^{\frac{2}{\beta}}}\left[\Gamma\left(\frac{2}{\beta}+1\right)-\Gamma^2\left(\frac{1}{\beta}+1\right)\right]. \tag{90}$$

Repartiţia Weibull se foloseşte, de obicei, pentru controlul în exploatare şi modelarea unor procese de supravieţuire a unui utilaj până la ieşirea din funcţiune. $M(T)$ şi $D^2(T)$ reprezintă, în acest caz, valoarea medie şi dispersia timpului de bună funcţionare.

În studiul erorilor de execuţie, măsurare, montare, în controlul statistic, în calcule de fiabilitate etc. se folosesc şi alte legi de repartiţie cum sunt repartiţiile: hipergeometrică, normală logaritmică (log-normală), Gamma,

Scanned with OKEN Scanner

Beta, exponenţială, Erlang, Snedecor, Fisher, Cauchy, şi altele. Unele din acestea sunt date în STAS 1839-72, altele sunt tratate, pe larg, în literatura de specialitate.

1.5.2. Elemente de teoria erorilor

1.5.2.1. Principii de bază ale teoriei erorilor

Din cele expuse mai înainte rezultă că erorile care determină, în cea mai mare parte, precizia de prelucrare sau a metodei de măsurare sunt cele întâmplătoare şi se studiază cu ajutorul teoriei erorilor.

Teoria erorilor are ca obiect studiul proprietăţilor erorilor aleatorii şi stabilirea unor metode pentru estimarea preciziei argumentelor sau funcţiilor rezultate din prelucrare sau din măsurări.

Datorită erorilor de măsurare aleatorii, de exemplu, la efectuarea unui număr finit de măsurători, numai din întâmplare un rezultat x_i, poate coincide cu valoarea adevărată X. Probabilitatea apariţiei unei anumite erori de măsurare ($\Delta x_i = x_i - X$) aleatoare este:

$$\Delta x: \begin{pmatrix} x_i \\ P_i \end{pmatrix}, \quad i=1,2,\ldots,n, \tag{92}$$

unde n reprezintă numărul de măsurători.

Teoria erorilor se bazează pe următoarele ipoteze:

- Ipoteza fundamentală care se referă la faptul că variabila aleatoare Δx se supune unei legi de repartiţie normale cu valoarea medie nulă, adică:

$$M(\Delta x) = 0 \text{ şi } \varphi(\Delta x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(\Delta x)^2}{2\sigma^2}}. \tag{93}$$

Această ipoteză se poate verifica experimental efectuând un număr mare de măsurări, asupra aceleiaşi mărimi fizice, iar rezultatele lor (x_i sau Δx_i) sunt prelucrate statistic.

Se constată astfel că: ● erorile egale în valoare absolută dar cu semne

contrare apar cu aceeaşi probabilitate; ● în reprezentare grafică, poligonul de frecvenţă se apropie foarte mult de repartiţia normală; ● erorile Δx_i iau valori între două limite.

Din cele de mai sus, rezultă că mărimea aleatoare x urmează o lege de repartiţie normală, care are valoarea medie egală cu valoarea adevărată X:

$$x_i = \Delta x_i + X; \quad M(X) = M(\Delta x) + M(X) = 0 + X = X;$$

$$D^2(x) = D^2(\Delta x) + D^2(X) = \sigma^2 + 0 = \sigma^2; \tag{94}$$

$$\varphi(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(x-X)^2}{2\sigma^2}}.$$

■ O altă ipoteză importantă este cea numită condiţia sau ipoteza măsurătorilor de egală precizie, conform căreia, dacă se repetă de k ori o serie de n măsurări se obţine aceeaşi valoare medie şi aceeaşi dispersie, adică:

$$x_{j1}, x_{j2}, \ldots, x_{jn}, \quad (j = 1, 2, \ldots, k);$$

$$M(x_j) = M(x) = X; \quad D^2(x_j) = D^2(x) = \sigma^2. \tag{95}$$

În teoria erorilor există şi o metodă de calcul pentru cazul măsurătorilor de precizie inegală, care se foloseşte mai rar.

Valoarea cea mai probabilă pentru valoarea adevărată X respectiv $M(x)$, pentru un şir de n măsurători, este valoarea medie, de selecţie $\bar{x}$:

$$M(x) = X = \bar{x}. \tag{96}$$

Acceptând ipotezele de mai sus şi considerând un nivel de încredere de $2\Phi(z) = 1 - r = 0{,}9973$, respectiv un risc $r = 0{,}0027 = 27\%$ se demonstrează că relaţia (96) este valabilă pe următorul interval de încredere:

$$\bar{x} - \frac{3S}{\sqrt{n}} \le X \le \bar{x} + \frac{3S}{\sqrt{n}}, \tag{97}$$

unde S reprezintă eroarea medie pătratică a valorii individuale.

Cele arătate în acest paragraf sunt valabile numai pentru erorile de măsurare aleatorii, care se obţin după eliminarea, din şirul de valori obţinute la măsurare, a erorilor sistematice şi a celor grosolane.

Eliminarea erorilor sistematice nu prezintă greutăţi, deoarece acestea se pot determina uşor, atât ca mărime cât şi ca semn.

Scanned with OKEN Scanner

Stabilirea erorilor grosolane se face funcţie de eroarea limită a valorii individuale (Δx_{lim}), adică acea valoare a erorii aleatoare de măsurare, care are o probabilitate, practic nulă, de a fi depăşită de valorile individuale Δx_i. Pentru legea normală de distribuţie:

$$\Delta x_{lim} = 3\sigma = 3S .$$

Orice eroare apărută, care depăşeşte Δx_{lim}, adică $> 3S = 3\sigma$, se consideră o eroare grosolană şi se va elimina.

Există şi alte criterii de eliminare a erorilor grosolane, care ţin seama şi de numărul de măsurări efectuate, ca de exemplu, criteriul Chauvenet.

1.5.2.2. Studiul statistic al erorilor aleatorii, de prelucrare şi măsurare

Influenţa erorilor aleatorii asupra preciziei de prelucrare se determină printr-un studiu statistic asupra rezultatelor măsurărilor dimensiunilor unui lot de piese prelucrate pe o maşină-unealtă, la aceeaşi reglare a acesteia. La prelucrarea corectă a pieselor, dimensiunile efective iau valori între limitele prescrise (în câmpul de toleranţă) dar datorită erorilor aleatoare (întâmplătoare) sunt distribuite neregulat în câmpul de toleranţă. Pentru executant, este important numai ca dimensiunile efective sa fie cuprinse în limitele prescrise, în timp ce, repartiţia lor în câmpul de toleranţă, este deosebit de importantă, pentru montare.

Dacă numărul de piese din lot este redus, atunci se măsoară toate. În caz contrar, din lotul respectiv (colectivitate sau populaţie) se extrage un eşantion (selecţie sau probă), care se supune măsurării şi prelucrării statistice a rezultatelor.

Prelucrarea statistică a rezultatelor măsurării unui lot sau eşantion de piese se poate realiza prin metoda empirică sau prin calcul.

Metoda statistică empirică constă în sistematizarea rezultatelor măsurărilor, reprezentarea lor grafică şi compararea cu datele prescrise de proiectant.

Scanned with OKEN Scanner

Pentru o mai bună înţelegere a celor ce urmează se consideră, ca exemplu, un lot de n=200 de arbori cu diametrul de 70 mm, pentru care s-a prescris clasa de toleranţă h7 ($70h7=70_{-0,030}$ *mm*) şi care s-au prelucrat pe o maşină-unealtă. După prelucrare arborii au fost măsuraţi cu un pasametru cu valoarea diviziunii de 0,002 mm.

Valorile obţinute prin măsurare reprezintă valori observate ale variabilei aleatoare discrete, care este diametrul. Valorile observate se înscriu, în ordinea apariţiei lor. Sub această formă se obţine o singură informaţie, şi anume intervalul real de variaţie a diametrelor, adică amplitudinea şirului de date:

$$R = x_{max} - x_{min}. \qquad (98)$$

Pentru obţinerea unor informaţii mai complete asupra execuţiei arborilor, valorile observate se scriu în ordine crescătoare.

Tabelul 2. *Şirul statistic pentru valorile observate* x_i

Valoarea observată x_i [mm]	Frecvenţa absolută n_i [buc]	Observaţii	Valoarea observată x_i [mm]	Frecvenţa absolută n_i [buc]	Observaţii
69,964	1		69,986	23	
69,966	0		69,988	20	
69,968	2		69,990	18	
			69,992	16	
		Piese rebut irecuperabile	69,994	13	Piese bune
			69,996	7	
			69,998	6	
			70,000	2	
69,970	3		70,002	2	
69,972	5		70,004	1	
69,974	7				Piese rebut recuperabile
69,976	9				
69,978	13	Piese bune			
69,980	15				
69,982	18				
69,984	19				

Fiecare valoare se scrie o singură dată şi, în dreptul ei, frecvenţa absolută n_i, adică de câte ori s-a obţinut fiecare valoare (tabelul 2). Se obţine astfel un şir statistic, care poate furniza date despre: limitele reale ale diametrelor, numărul de piese rebut şi, aproximativ, imaginea distribuţiei valorilor observate.

Pentru a uşura analiza rezultatelor se face o grupare statistică, care constă în gruparea valorilor observate într-un număr de k intervale numite şi clase sau grupe. Numărul de clase se poate calcula, aproximativ, cu formula lui H.A.Sturges (STAS 7122-79):

$$k = 1 + 3{,}322 \log n, \tag{99}$$

unde n este numărul de valori observate.

Conform STAS 7122-79, dacă $n > 250$, se recomandă $k = 13\text{-}20$; dacă $n \leq 250$ este suficient $k = 10$, iar dacă $k \leq 25$, gruparea în clase nu prezintă importanţă din punct de vedere al informaţiilor suplimentare obţinute.

Diferenţa dintre două limite consecutive, de acelaşi fel, se numeşte amplitudinea clasei, a:

$$a = x_{jsup} - x_{(j-1)sup} = x_{jinf} - x_{(j-1)inf} = x_j - x_{(j-1)} \tag{100}$$

unde x_j şi x_{j-1} reprezintă valoarea centrală a clasei j şi respectiv $(j-1)$.

Tabelul 3

Nr. clasei	Limitele clasei		Valoarea centrală a clasei x_j	Frecvenţa absolută a clasei n_j	Frecvenţa relativă a clasei $f_j = n_j/n$	Frecvenţa cumulată	
	Inferioară $x_{j\,inf}$	Superioară $x_{j\,sup}$				Absolută $F_j = \sum_{j=1} n_j$	Relativă $F_j = \sum_{j=1} f_j$
1	69,964	69,968	69,966	3	0,015	3	0,015
2	69,970	69,974	69,972	15	0,075	18	0,090
3	69,976	69,980	69,978	37	0,185	55	0,275
4	69,982	69,986	69,984	60	0,300	115	0,575
5	69,988	69,992	69,990	54	0,270	169	0,845
6	69,994	69,998	69,996	26	0,130	195	0,975
7	70,000	70,004	70,002	5	0,025	200	1,000
				200	1,000		

Scanned with OKEN Scanner

După grupare, valorile unei clase se consideră egale cu valoarea centrală. În continuare, se stabilesc frecvenţele relative şi frecvenţele cumulate, pentru toate clasele, obţinându-se un tabel statistic de forma tabelului 3 (pentru exemplul considerat).

Pentru evidenţierea unor aspecte privind repartizarea valorilor observate se trece la repartizarea grafică a seriilor de date statistice. Se pot realiza următoarele reprezentări grafice.

- *Histograma*, este o diagramă în care se arată relaţia dintre limitele claselor valorilor observate pentru mărimea aleatoare studiată şi frecvenţa relativă sau frecvenţa absolută (fig.4.11 - pentru cazul luat în studiu).

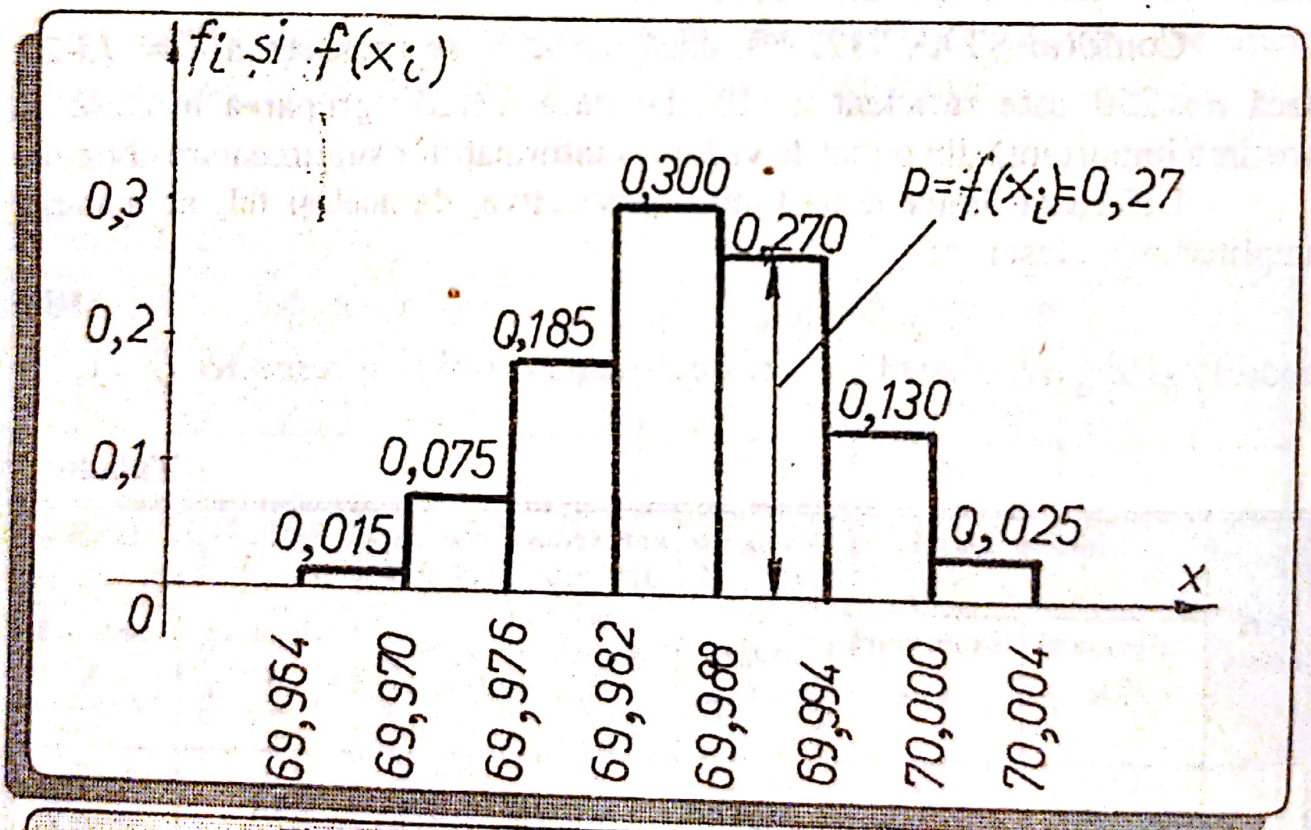


Fig.4.11. Histograma variabilei aleatoare X

Dacă se consideră că baza fiecărui dreptunghi este egală cu unitatea ($x_i - x_{i-1} = 1$), valoarea f_i (sau n_i) reprezintă şi aria dreptunghiului. Înălţimile dreptunghiurilor reprezintă funcţiile de probabilitatea $f(x_i)$.

Scanned with OKEN Scanner

■ *Poligonul de frecvenţă* este o diagramă care exprimă relaţia dintre clasele sau valorile observate pentru mărimea aleatoare studiată (x_i) şi frecvenţa relativă (f_i) sau frecvenţa absolută (n_i) (fig.4.12).

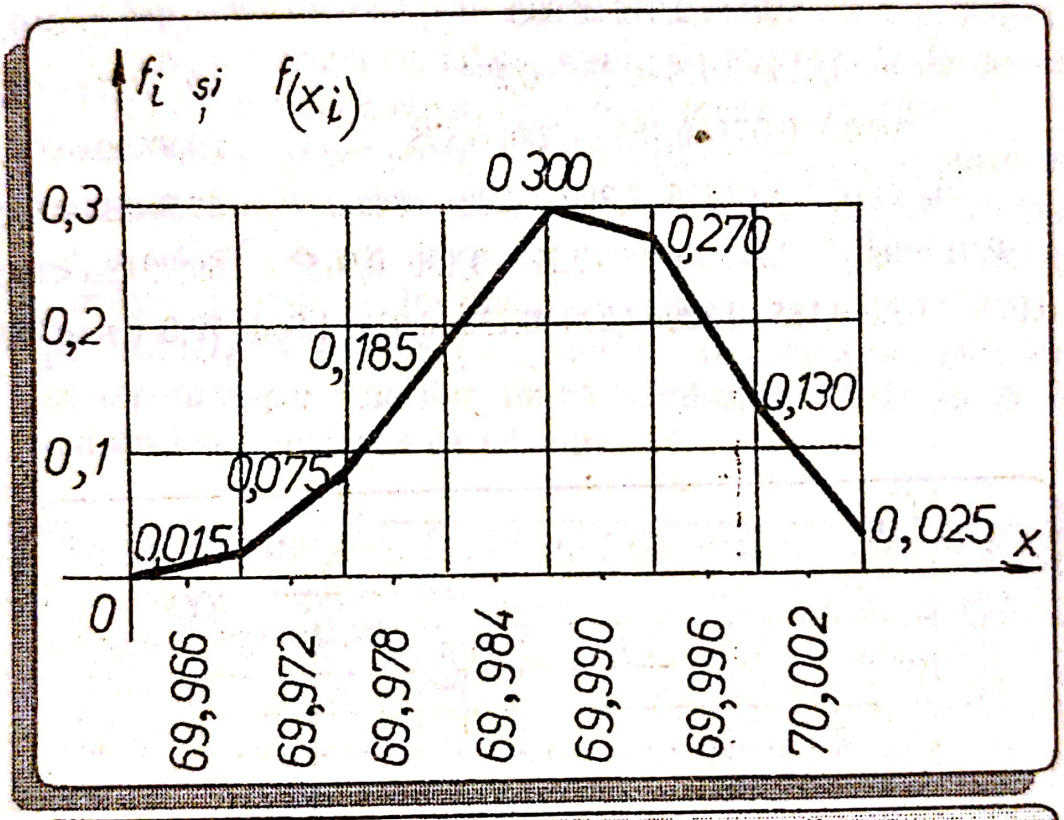


Fig.4.12. Poligonul de frecvenţă al variabilei aleatoare discrete X

■ *Reprezentarea grafică a frecvenţei cumulate* (fig.4.13), exprimă relaţia dintre limita superioară a claselor valorilor observate şi frecvenţa cumulată a claselor respective. Ţinând seama de relaţia (17) se observă că frecvenţa cumulată este, de fapt, funcţia de repartiţie $F(x)$, care este o funcţie cumulativă a probabilităţilor (sau suma funcţiilor de probabilitate) lucru care se observă şi în acest caz, şi anume:

$$f_i = f(x_i);$$

Scanned with OKEN Scanner

$$F_i = \sum f_i = \sum f(x_i) = F(x),$$

sau:

$$F(x) = \begin{cases} 0 & x < 69{,}964 \\ 0{,}015 & 69{,}964 \le x < 69{,}968 \\ 0{,}015 + 0{,}075 = 0{,}090 & 69{,}970 \le x < 69{,}974 \\ 0{,}015 + 0{,}075 + 0{,}185 = 0{,}275 & 69{,}976 \le x < 69{,}980 \\ 0{,}015 + 0{,}075 + 0{,}185 + 0{,}300 = 0{,}575 & 69{,}982 \le x < 69{,}986 \\ 0{,}015 + 0{,}075 + 0{,}185 + 0{,}300 + 0{,}270 = 0{,}845 & 69{,}988 \le x < 69{,}992 \\ 0{,}015 + 0{,}075 + 0{,}185 + 0{,}300 + 0{,}270 + 0{,}130 = 0{,}975 & 69{,}994 \le x < 69{,}998 \\ 0{,}015 + 0{,}075 + 0{,}185 + 0{,}300 + 0{,}270 + 0{,}130 + 0{,}025 = 1{,}000 & 70{,}000 \le x < 70{,}004 \end{cases}$$

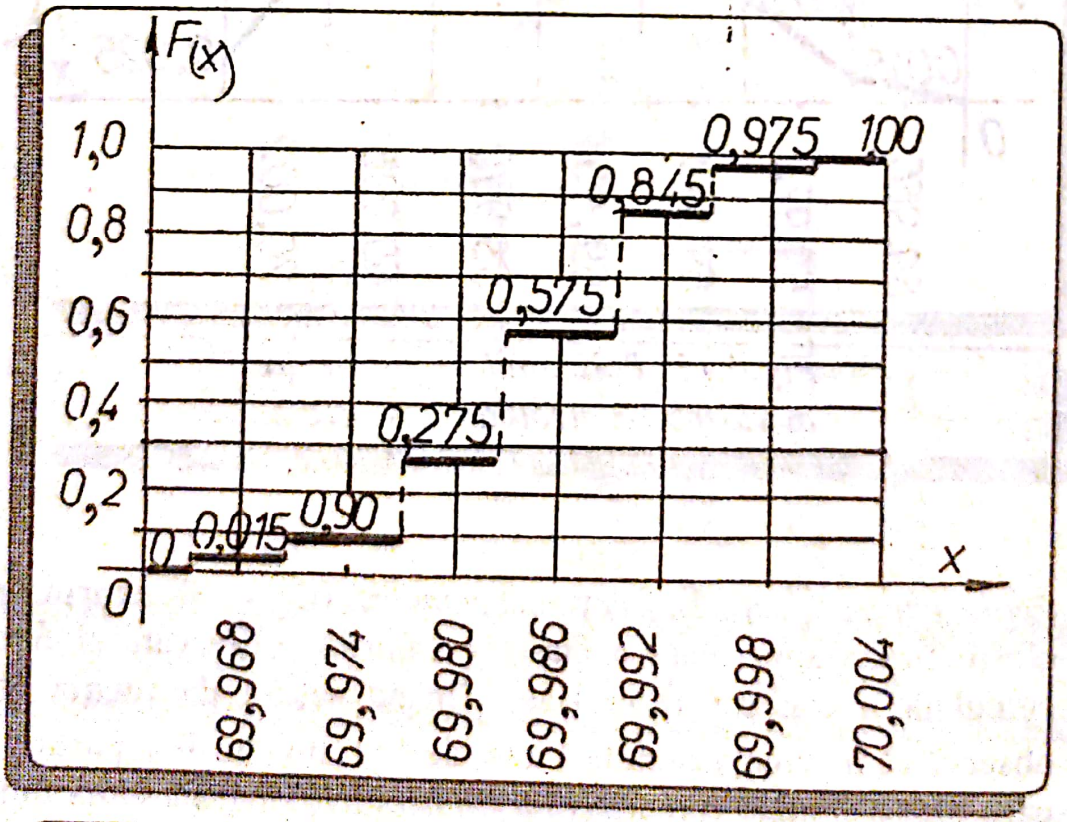


Fig. 4.13. Reprezentarea grafică a frecvenţei cumulate

Pe baza reprezentărilor grafice, se pot face următoarele observaţii:

- există o tendinţă naturală de concentrare a valorilor observate x_i spre clasele centrale, adică spre $M(X)=x$;
- se constată şi o tendinţă de dispresie a valorilor x_i de la centrul grupării, caracterizată prin mărimea câmpului de împrăştiere;
- diagrama frecvenţei cumulate se apropie foarte mult de reprezentarea grafică a funcţiei de repartiţie, pentru legea normală;
- histograma ca şi poligonul de frecvenţă se înscriu, cu aproximaţie, în curba care dă densitatea de probabilitate, pentru legea normală, ceea ce arată că se pot folosi curbele teoretice pentru interpretarea rezultatelor obţinute din studiul statistic;
- pe histogramă sau pe poligonul de frecvenţă se pot trasa linii corespunzătoare valorilor limită admise, punându-se în evidenţă numărul sau procentul de rebuturi.

Metoda bazată pe calculul statistic constă în calcularea unor valori caracteristice ca: valoarea medie aritmetică, dispersia, abaterea medie pătratică ş.a. şi compararea cu parametrii prescrişi de proiectant (toleranţă, valoare centrală ş.a.) cu scopul obţinerii unor concluzii asupra modului de prelucrare a pieselor respective, a cauzelor eventualelor rebuturi şi a posibilităţilor de eliminare a lor.

În continuare, se prezintă relaţii de calcul a principalilor parametri statistici.

■ *Valoarea medie* aritmetică a şirului de măsurări (vezi relaţia 26):

$$\bar{X}=\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}x_i \text{ sau } \bar{X}=\sum_{i=1}^{m}x_i f_i, \qquad (101)$$

iar în cazul grupării valorilor observate în k intervale se pot scrie relaţiile:

$$\bar{X}=\sum_{j=1}^{k}x_j \cdot f_j;$$

$$\bar{X} = X_N + \sum_{j=1}^{k} x_j' \cdot f_j = X_N + \bar{X}'; \qquad (102)$$

$$\bar{X} = M + \sum_{j=1}^{k} (x_j - m); \quad \bar{X} = M + a \cdot \sum_{j=1}^{k} \frac{x_j - M}{a} \cdot f_j,$$

în care: M reprezintă o valoare aleasă arbitrar de obicei, cea cu frecvenţa cea mai mare (moda);

a - amplitudinea claselor, când aceasta este egală;

X_N - valoarea nominală;

x_j' - abaterile de la valoarea nominală ($x_j' = x_j - X_N$).

■ *Eroarea aparentă individuală* a măsurării (v_i):

$$v_i = x_i - \bar{X}. \qquad (103)$$

Aplicând operatorul $\sum_{i=1}^{n}$, se obţine:

$$\sum_{i=1}^{n} v_i = \sum_{i=1}^{n} x_i - \sum_{i=1}^{n} \bar{X}.$$

Conform relaţiei (101): $\sum_{i=1}^{n} x_i = n\bar{X}$ iar $\sum_{i=1}^{n} \bar{X} = n\bar{X}$.

Rezultă că:

$$\sum_{i=1}^{n} v_i = 0, \qquad (104)$$

adică, suma erorilor absolute aparente a unei măsurări a aceleaşi mărimi (măsurand), în aceleaşi condiţii, este egală cu zero.

■ *Abaterea (eroarea) medie pătratică a valorii individuale* dintr-o serie de măsurări numită şi abaterea standard:

$$S' = \sigma = \frac{1}{n}\sqrt{\sum_{i=1}^{n} (x_i - X)^2} = \frac{1}{n}\sqrt{\sum_{i=1}^{n} \Delta x_i^2}. \qquad (105)$$

Scanned with OKEN Scanner

Când nu se cunoaşte valoarea adevărată X, eroarea medie pătratică a valorii individuale se calculează cu formula lui Bessel:

$$S=\frac{1}{n-1}\sqrt{\sum_{i=1}^{n}(x_i-\bar{X})^2}=\frac{1}{n-1}\sqrt{\sum_{i=1}^{n}v_i^2}. \qquad (106)$$

Dacă n este mare $\sigma \simeq S$.
În cazul prelucrării pe intervale se pot scrie relaţiile:

$$S'=\sigma=\sqrt{\sum_{j=1}^{k}(x_j-\bar{X})^2\frac{n_j}{n}};\quad S'=\sigma=\sqrt{\sum_{j=1}^{k}(x_j')^2\cdot\frac{n_j}{n}-(\bar{X}')^2};$$

$$S'=\sigma=\sqrt{\sum_{j=1}^{k}(x_j-M)^2\cdot\frac{n_j}{n}-(M-\bar{X})^2};$$

$$S'=\sigma=a\cdot\sqrt{\sum_{j=1}^{k}\left(\frac{x_j-M}{a}\right)\cdot\frac{n_j}{n}-\left(\frac{M-\bar{X}}{a}\right)^2}. \qquad (107)$$

Valoarea lui S se calculează cu relaţiile (107), în care se înlocuieşte, la numitor, n cu $(n-1)$.

Pentru compararea valorilor calculate statistic cu cele prescrise, se trasează curba densităţii de probabilitate pentru legea normală, care poate fi folosită în locul poligonului de frecvenţă în cazul când coeficientul de împrăştiere relativă k este apropiat de 1. Câteva din situaţiile posibile sunt prezentate în fig.4.14.

Deoarece $\bar{X}$ arată corectitudinea reglajului, iar $W=6\sigma$ arată precizia procedeului de prelucrare, se obţin următoarele concluzii:

- În cazul din fig.4.14,a, precizia de prelucrare corespunde celei prescrise deoarece $W=6\sigma \simeq T$ (cu T s-a notat toleranţa); reglajul este corect ($\bar{X} \simeq x_c$), iar procedeul de prelucrare este corespunzător scopului urmărit (maşină-unealtă bună, muncitor bine calificat, reglor bun etc.). Acest caz corespunde situaţiei normale (corecte) care trebuie să se obţină la prelucrarea unui lot de piese.

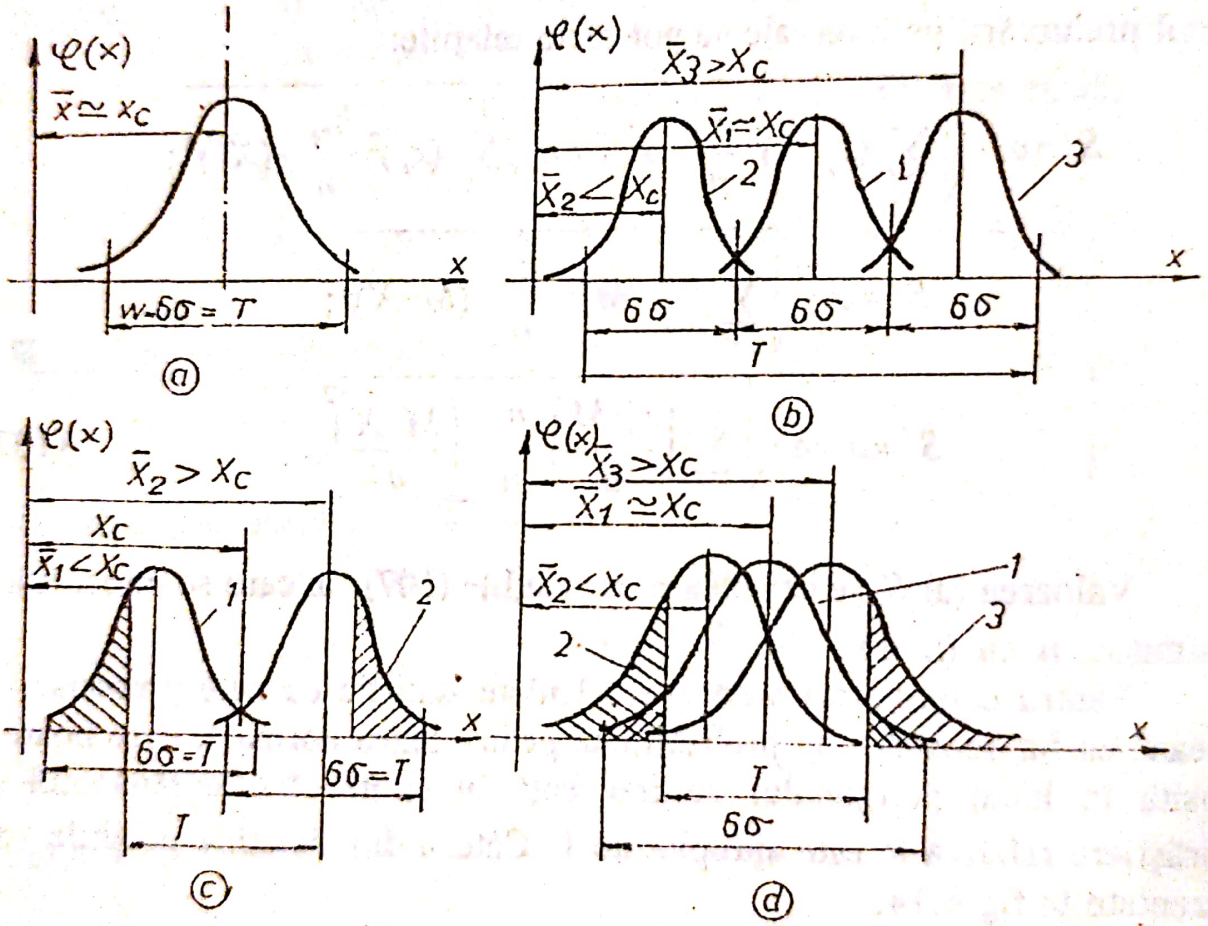


Fig.4.14. Exemple de situaţii obţinute la prelucrarea statistică a măsurătorilor efectuate pe loturi

- În cazul din fig.4.14,b, dacă una din cele trei curbe s-a construit pentru un lot de piese măsurate în totalitate, se observă că precizia de prelucrare este mult mai mare decât cea prescrisă ($W = 6\sigma < T$) adică, pentru prelucrare, s-a repartizat o maşină-unealtă mai precisă decât era necesar, ceea ce determină exploatarea neeconomică a acesteia. Pentru curba 1 reglajul este corect ($\bar{X} \approx x_c$), iar pentru curbele 2 şi 3, există erori de reglaj ($\bar{X} < x_c$ şi respectiv $\bar{X} > x_c$) datorate instrumentelor folosite sau slabei calificări a reglorului.

Dacă curbele au fost trasate pentru eşantioane, extrase în timpul prelucrării şi anume: curba 2 - pentru piese extrase la începutul prelucrării, curba 1 - pentru piese extrase aproximativ la jumătatea intervalului dintre două reglări, iar curba 3 - pentru piese extrase la sfârşitul perioadei de lucru (înainte de efectuarea unei noi reglări), atunci situaţia prezentă în fig.4.14. b este corectă şi corespunde realităţii, datorită erorilor sistematice care apar în perioada dintre două reglări (uzura sculei, dilatarea sculei la începutul lucrului şi altele). Pentru compensarea erorilor sistematice câmpul de împrăştiere instantaneu (W_i) trebuie să fie mult mai mic decât toleranţa T. De asemenea, reglarea sculei se va face spre limita minimului de material adică spre sfârşitul câmpului de toleranţă astfel că, prin uzura sculei, dimensiunea de reglare să se deplaseze spre începutul acestuia.

Pentru cazul prezentat în fig.4.14. c, precizia de prelucrare corespunde celei prescrise ($6\sigma \approx T$), dar reglajul maşinii-unelte s-a efectuat cu erori ($\bar{X} \neq x_c$). Fiecare curbă este trasată pentru un lot de piese măsurat în totalitate. Numărul pieselor rebutate (porţiunea haşurată) depinde de eroarea de reglare.

În cazul din fig.4.14. d, precizia de prelucrare nu corespunde celei prescrise ($W = 6\sigma > T$), obţinându-se atât rebuturi recuperabile cât şi nerecuperabile, iar reglajul este corect ($\bar{X}_1 \approx x_c$). Eliminarea rebuturilor recuperabile se poate obţine printr-o corecţie de reglaj, care constă în deplasarea centrului curbei spre începutul câmpului de toleranţă, ca de exemplu $\bar{X}_2 < x_c$ - pentru alezaje şi $\bar{X}_3 > x_c$ - pentru arbori.

Pentru obţinerea de informaţii în legătură cu erorile de măsurare, se calculează o serie de parametri statici (STAS 2872-74), printre care enumerăm:

● *Eroarea limită a unei măsurări individuale* (Δx_{lim}), definită ca valoare limită a erorilor aleatorii, care afectează rezultatul unei masurări individuale dintr-o serie de măsurări:

$$\Delta x_{lim} = \pm t \cdot S \qquad (108)$$

în care t este un coeficient de amplificare a cărui valoare se stabileşte în funcţie de nivelul de încredere adoptat şi de legea de repartiţie a erorilor.

Pentru măsurările de cea mai ridicată precizie se recomandă (în cazul repartiţiei normale) $t=3$, adică $\Delta x_{lim} = \pm 3S$. Pentru măsurări uzuale se recomandă $t=2$, adică $\Delta x_{lim} = \pm 2S$.

Dacă $t=3$, probabilitatea ca o anumită eroare aparentă (v_i) să nu depăşească eroarea limită (conform STAS 1839-72, anexa 6) este $P^* = 2\Phi(t) = 2\Phi(3)$. Dacă $t=2$, $P^* = 2\Phi(2)$.

● *Probabilitatea* P^* cu care se poate afirma că, dintr-o serie de măsurări, o anumită eroare aparentă nu depăşeşte eroarea limită se numeşte *nivel de încredere al măsurării* (P^*).

Alegerea nivelului de încredere este o problemă de decizie statistică, care poate fi optimă dacă se iau în considerare costurile greşelilor de măsurare şi costul efectuării unei măsurări în funcţie de precizie.

☛ *Observaţie.* Prin greşeală de măsurare se înţelege decizia eronată, datorată erorilor de măsurare, care afectează informaţiile de măsurare. Greşelile de măsurare se clasifică (STAS 2872-74) în: ❖ greşeală de speţa I, când o ipoteză corectă este respinsă; ❖ greşeală de speţa II-a, când o ipoteză falsă este admisă.

Intervalul cuprins între valorile extreme ale erorilor limită se numeşte *interval de încredere* notat cu $\pm\Delta$. El este un interval bilateral, dar când interesează o singură limită va fi un interval unilateral.

Scanned with OKEN Scanner

Limitele $t_1 = \bar{X} - 3S$ şi $t_2 = \bar{X} + 3S$ ale intervalului de încredere se numesc *limite de încredere*.

Prin urmare, un interval limitat de valorile t_1 şi t_2 va fi un interval de încredere, pentru valoarea x a unei variabile aleatoare, dacă pentru o valoare stabilită a probabilităţii $P^* = 1 - r$ există relaţia:

$$P\{t_1 \le x \le t_2\} = P^* = 1 - r, \tag{109}$$

unde r reprezintă riscul. Valoarea $P^* = 1 - r$ se mai numeşte şi *prag de încredere* sau *nivel de semnificaţie*.

- ***Eroarea medie pătratică a mediei aritmetice a eşantioanelor*** ($S_{\bar{x}}$ sau $\sigma_{\bar{x}}$), dată de relaţia:

$$S_{\bar{x}} = \frac{S}{\sqrt{n}}, \tag{110}$$

în care n este numărul de exemplare din fiecare eşantion.

- ***Eroarea limită a mediei aritmetice a unei serii de măsurări*** ($\Delta\bar{x}_{\text{lim}}$) numită şi incertitudinea măsurării, definită ca valoare extremă a erorilor aleatorii, care pot afecta media aritmetică obţinută pentru o serie de măsurări:

$$\Delta\bar{x}_{\text{lim}} = \pm t \cdot S_{\bar{x}} = \pm \frac{t}{\sqrt{n}} \cdot S. \tag{111}$$

Alegerea coeficientului de amplificare t, pentru repartiţia Student, la valori uzuale ale nivelului de încredere, se face după STAS 2872-74.

Referitor la exprimarea rezultatelor măsurării, după STAS 2872-74, se definesc următorii termeni:

- ***Rezultatul brut al unei măsurări*** (x), care este rezultatul unei măsurări înainte de aplicarea corecţiilor.

Scanned with OKEN Scanner

■ *Rezultatul corectat al unei măsurări* (x'), care este rezultatul unei măsurări obţinut după ce rezultatului brut i s-au aplicat corecţii.

■ *Rezultatul creditat al unei măsurări* (x_p), care reprezintă rezultatul brut al unei măsurări asociat cu indicaţiile referitoare la incertitudinea măsurării. Indicele p reprezintă cifra, cu care se exprimă valoarea nivelului de încredere, de exemplu: $x_{99,73}$ pentru un nivel de încredere $P^* = 99,73\,\%$. Deci:

$$x_p = x \pm \Delta x_{\lim}. \qquad (112)$$

■ *Rezultatul corectat şi creditat al unei măsurări* (x_p'), care este rezultatul unei măsurări obţinut după ce rezultatul brut este prevăzut cu corecţii şi i se asociază indicaţii referitoare la incertitudinea măsurării:

$$x_p' = (x + C) \pm \Delta x_{\lim}, \qquad (113)$$

unde C este corecţia (egală cu eroarea sistematică cu semn schimbat).

2. Mijloace de măsurare universale

Mijloacele de masurare universale au o largă utilizare în construcţia de maşini şi servesc la măsurare diferiţilor parametri dimensionali ai pieselor.

Acestea se împart în:

- mijloace universale de măsurat lungimi;
- mijloace universale de măsurat unghiuri.

Scanned with OKEN Scanner

2.1. Mijloace universale de măsurat lungimi

După principiul de construcţie şi funcţionare, mijloacele universale de măsurat lungimi se clasifică în:

1. **Măsuri terminale pentru lungimi;**
2. **Măsuri de lungime cu repere;**
3. **Instrumente cu scară gradată şi vernier;**
4. **Instrumente cu şurub micrometric;**
5. **Aparate mecanice,** care se subîmpart în:
   - *aparate cu pârghii;*
   - *aparate cu roţi dinţate;*
   - *aparate cu pârghii şi şurub;*
   - *aparate cu pârghii şi roţi dinţate;*
   - *aparate cu element elastic.*
6. **Aparate optico-mecanice;**
7. **Aparate optice;**
8. **Aparate pneumatice;**
9. **Aparate electrice.**

2.1.1. Măsuri terminale pentru lungimi

Măsurile terminale pentru lungimi sunt corpuri, care materializează o valoare unică de lungime, între două suprafeţe de lucru. Din această categorie fac parte:
lamele plan-paralele;
calele plan-paralele;
calibrele de interstiţii (spioni, lere);
sferele.

Lamele plan-paralele sunt măsuri terminale executate din sticlă optică, de formă cilindrică, cu suprafeţe de bază plane şi paralele. Ele se folosesc la verificarea planităţii şi paralelismului suprafeţelor de măsurare ale diferitelor măsuri şi instrumente, pe baza fenomenului de interferenţă.

Scanned with OKEN Scanner

Calele plan-paralele sunt măsuri terminale executate din oţel sau carburi metalice, în formă de paralelipipede dreptunghice, care materializează între două suprafeţe de lucru plane şi paralele, anumite valori de lungime. Lungimea l, a unei cale plan-paralele este egală cu distanţa dintre suprafaţa de măsurare S_M şi o suprafaţă de referinţă S_R, de aceeaşi natură şi calitate cu S_M (fig.4.15).

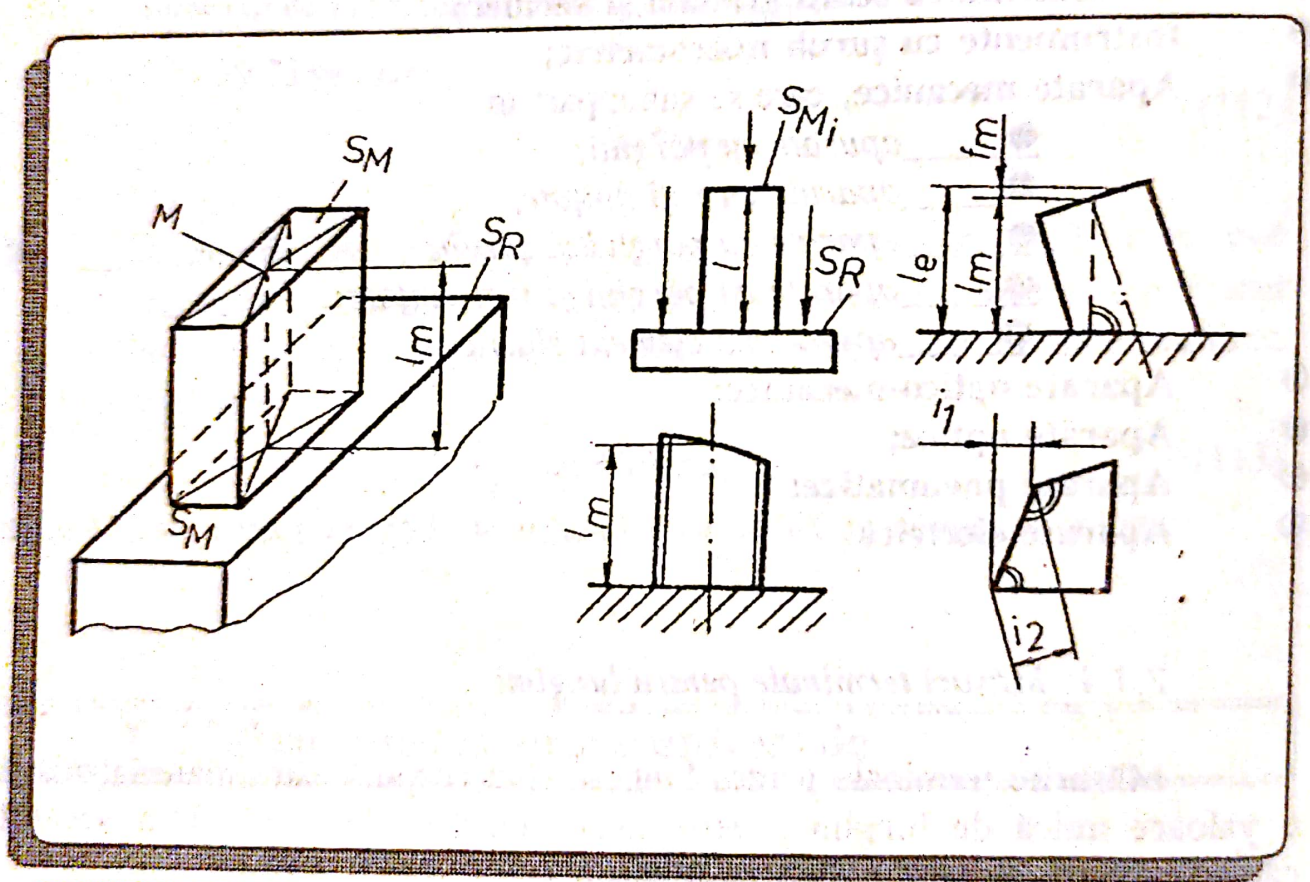


Fig.4.15. Cale plan-paralele:
a - definirea lungimii calei;
b - erorile calelor

Calele plan-paralele servesc la reproducerea, păstrarea şi transmiterea unităţii de lungime şi ca urmare, se folosesc la etalonarea şi verificarea mijloacelor de măsurare, la reglarea la zero a mijloacelor de măsurare

comparatoare precum şi la verificarea şi reglarea sculelor, dispozitivelor şi diferitelor maşini.

Suprafaţa de măsurare efectivă prezintă abateri de la suprafaţa geometrică-ideală. Aceste abateri pot fi:

- abaterea lungimii mediane Δl_m: $\Delta l_m = l_m - l$;
- abaterea lungimii efective Δl_e: $\Delta l_e = l_e - l$;
- abaterea de la plan-paralelism: $\Delta l_p = l_e - l_m$;
- abaterea de la perpendicularitatea suprafeţelor laterale.

După STAS 2517-78, calele plan-paralele se clasifică în patru clase de precizie: 0, 1, 2, 3, în funcţie de valoarile limită ale abaterilor menţionate mai sus.

Calele plan-paralele se execută cu lungimi nominale impuse, care reprezintă termenii unei serii constituite în progresie aritmetică (STAS 2597-66). De regulă, se livrează în truse, o trusă asociind câteva serii de cale. In tabelul 4 sunt date lungimile nominale ale calelor plan-paralele, iar abaterile limită, funcţie de clasa de precizie, sunt date în tabelul 5.

Tabelul 4. *Lungimile nominale ale calelor plan-paralele*

Seria	Raţia seriei	Domeniul de dimensiuni pentru lungimea nominală impusă, în *mm*
1	0.001	1.001 ; 1.002 ; 1.009
2	0.001	9.990 ; 9.991 ; 10.010
3	0.01	1.01 ; 1.02 ; 1.09
4	0.01	1.01 ; 1.02 ; 1.49
5	0.01	9.90 ; 9.91 ; 10.10
6	0.1	1.1 ; 1.2 ; 1.9
7	0.5	1.0 ; 1.5 ; 9.5
8	0.5	1.0 ; 1.5 ; 24.5
9	1	1 ; 2 ; 9
10	10	10 ; 20 ; 100
11	25	25 ; 50 ; 100
12	100	100 ; 200 ; 1000

Scanned with OKEN Scanner

Datorită suprafeţelor plane, cu o înaltă netezime, calele au proprietatea de a adera una cu alta, permiţând formarea blocurilor de cale. Se pot forma blocuri de 3, 4, 5 cale, care să materializeze dimensiuni cu o precizie de 0,001 mm. Distanţa dintre două cale variază între 0,01 şi 0,80 μm.

Tabelul 5. *Abateri limită ale calelor plan-paralele*

Clasa de precizie	Δ_{le}	Δ_{lp}	Δ_i
	μm	μm	μm
0	± (0.1 + 0.002.l)	± (0.1 + 0.00014.l)	± (50 + 0.10.l)
1	± (0.2 + 0.005.l)	± (0.16 + 0.00025.l)	± (60 + 0.12.l)
2	± (0.5 + 0.01.l)	± (0.25 + 0.00045.l)	± (75 + 0.20.l)
3	± (1.0 + 0.02.l)	± (0.5 + 0.0008.l)	± (90 + 0.25.l)

Calibrele de interstiţii, numite şi sonde, spioni sau lere, sunt cale în formă de lame rotunjite la capete, cu lungimea de 100 mm, care sunt utilizate pentru măsurarea distanţelor mici dintre două suprafeţe. Dimensiunea lor caracteristică este grosimea, care poate lua valori între 0,03 mm şi 1 mm. Calibrele de interstiţii se execută în două clase de precizie (1 şi 2) şi se livrează în truse de câteva bucăţi prinse într-o teacă de protecţie.

2.1.2. Măsuri de lungime cu repere

Măsurile cu repere sunt mijloace de măsurare, la care valoarea măsurată este dată de distanţa dintre două repere. Aceste măsuri se pot clasifica în: măsuri cu două repere, măsuri cu mai multe repere şi măsuri cu repere speciale.

Din grupa măsurilor cu două repere fac parte:

Scanned with OKEN Scanner

Metrul etalon prototip internaţional, care are forma unei bare cu secţiunea în formă de X (fig.4.16) şi este confecţionat dintr-un aliaj de platină (90%) şi iridiu (10%). Secţiunea transversală se înscrie într-un pătrat cu latura de 20 mm. La temperatura de 0°C şi presiune normală, distanţa dintre cele două repere este de un metru.

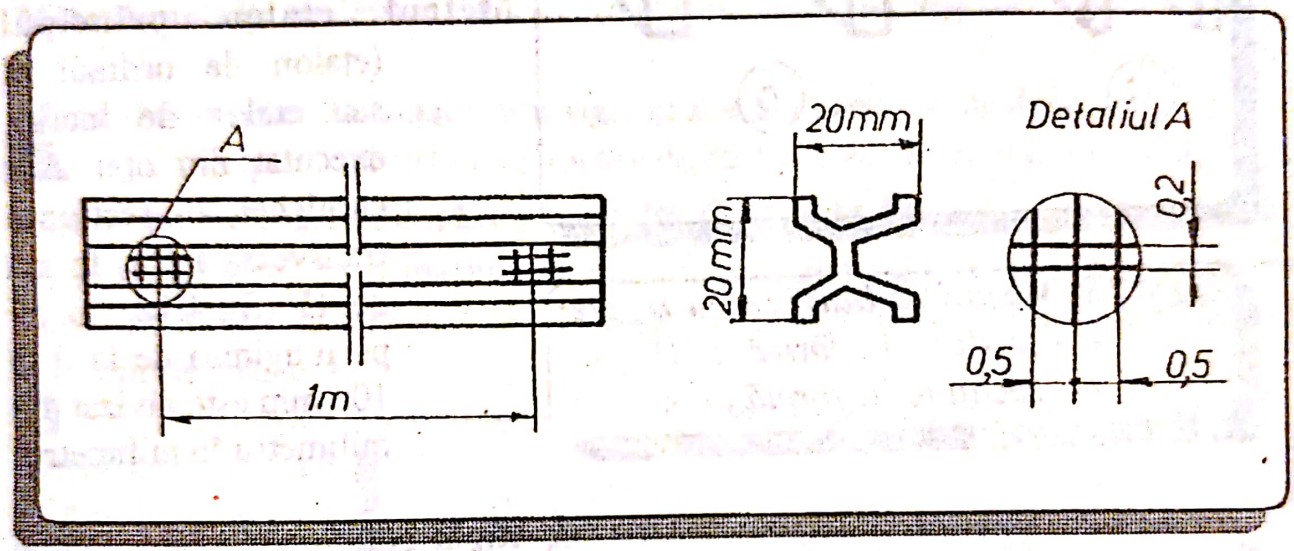


Fig.4.16. Metrul prototip internaţional

Metrul etalon prototip naţional (etalon de ordinul I) este aproape identic cu metrul etalon prototip internaţional, deosebindu-se de acesta prin trasarea reperelor şi anume: la un capăt sunt trasate două repere, unul la 0°C şi al doilea la 20°C, şi un reper la mijlocul intervalului (fig.4.17).

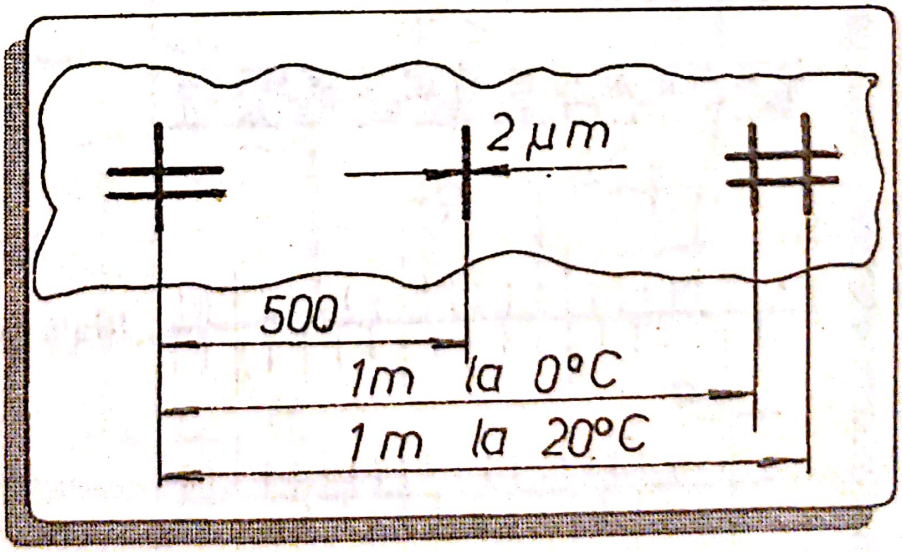


Fig.4.17. Metrul etalon prototip naţional

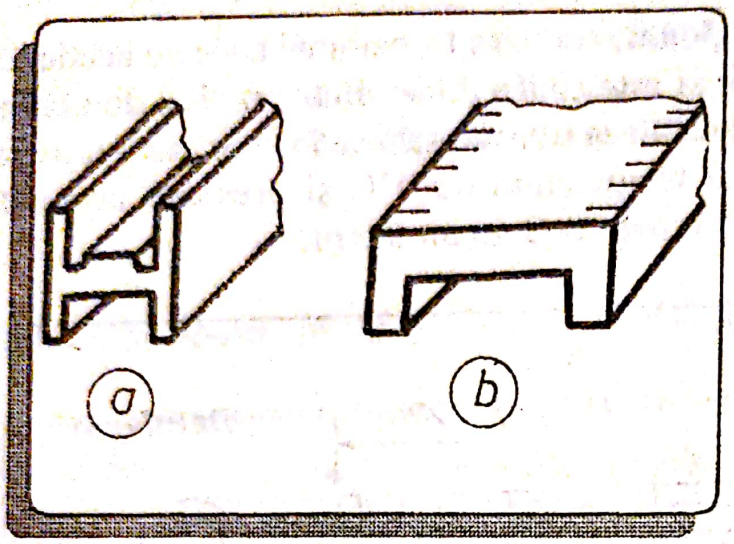


Fig.4.18. Măsuri de lungime cu repere:
a - secţiune în formă de H;
b - secţiune în formă de π

Din grupa măsurilor cu mai multe repere fac parte următoarele:

Metrul etalon principal (etalon de ordinul II sau etalon de lucru), executat din oţel aliat cu nichel, are secţiunea transversală în formă de H (fig.4.18. a) şi, pe lungimea de la 0 la 100 mm este divizat din milimetru în milimetru.

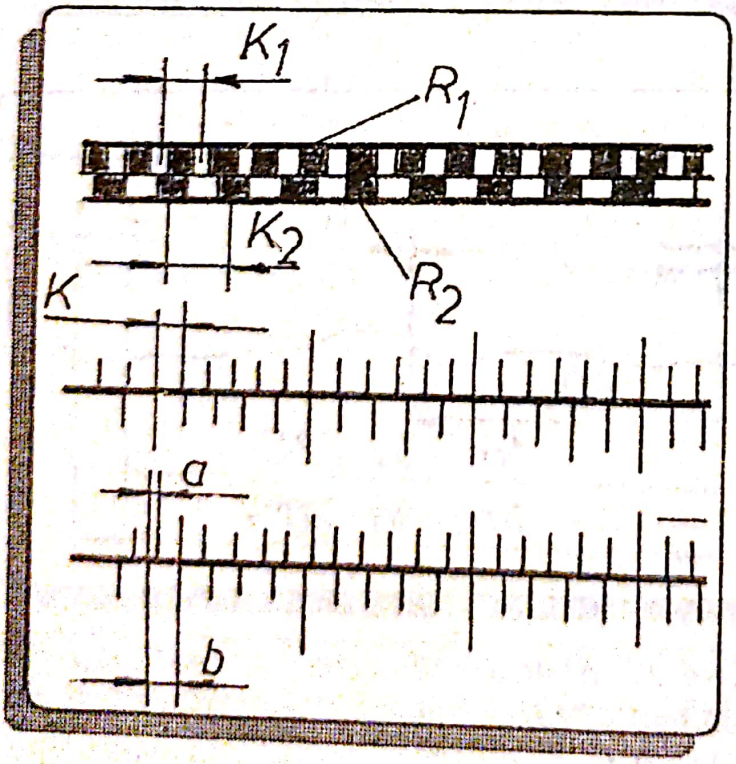


Fig.4.19. Măsuri în formă de raster

Rigla etalon principal (etalon de ordinul III), are secţiunea în formă de π (fig.4.18,b) şi este prevăzută cu diviziuni din milimetru în milimetru, pe toată lungimea.

Rigla etalon de verificare, clasa de precizie I, executată din oţel inoxidabil, are secţiune pătrată şi este divizată din milimetru în milimetru, limita superioară de măsurare fiind de 500, 1000 sau 2000 mm.

Scanned with OKEN Scanner

Rigla metalica rigidă normală, executată din oţel carbon, are secţiune pătrată sau dreptunghiulară. Se deosebesc: rigle de control (clasa de precizie I) şi rigle de lucru (clasele de precizie II şi III).

Rigla metalică flexibilă, executată din bandă de oţel, într-o singură clasă de precizie, cu limita superioară de măsurare de 100, 200, 300, 500, 1000, 1500 sau 2000 mm.

Metrul metalic articulat (pliant), ruleta metalică, metrul flexibil şi altele.

Măsurile cu repere speciale sunt rigle şi discuri raster şi moiré.

Principiul măsurilor în formă de raster este prezentat în fig.4.19 şi constă în următoarele: dacă, de exemplu, două rigle R_1 şi R_2, se deplasează, una faţă de alta, cu o mărime foarte mică, a, reperele care se suprapun se deplasează cu mărimea $b >> a$, adică are loc o amplificare considerabilă a mărimii de măsurat.

Principiul riglelor moiré (fig.4.20) constă în: dacă două rigle de sticlă (două reţele) R_1 şi R_2 au trasate repere paralele, transparente şi opace, cu paşii p şi se suprapun în aşa fel, încât să formeze între ele un unghi mic φ, atunci la trecerea luminii, prin cele două rigle, se formează un sistem de linii paralele numit franje moiré, a căror direcţie este perpendiculară pe bisectoarea unghiului φ. Cu cât φ se micşorează cu atât creşte distanţa f dintre franjele moiré.

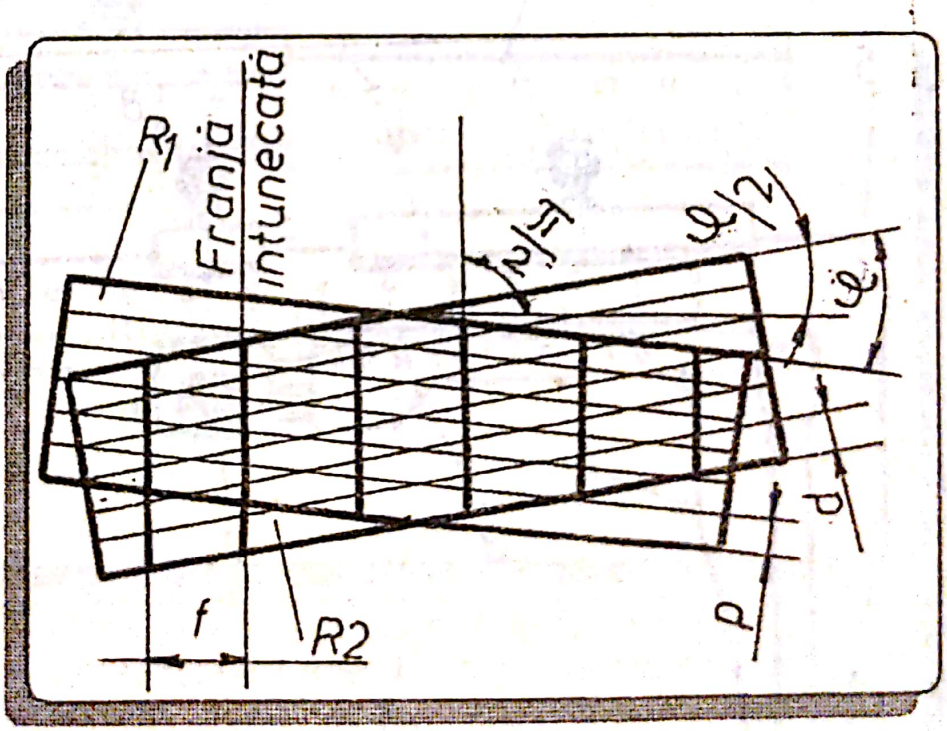


Fig.4.20. Reţele moiré

2.1.3. Instrumente cu scară gradată şi vernier

Cele mai utilizate instrumente cu scară gradată şi vernier, pentru măsurarea lungimilor, sunt: şublerul de exterior, şublerul de exterior şi de interior, şublerul de adâncime şi şublerul de înălţime (de trasaj).
Vernierul este o scară cu ajutorul căreia se măreşte precizia de citire a fracţiunilor de diviziune de pe scara principală a şublerului.

Şublerele se clasifică după următoarele criterii:

- după limita superioară de măsurare L, în:
  şublere cu L = 150, 200, 500, 800, 1000, 1500 şi 2000 mm;
- după valoarea diviziunii vernierului, în:
  şublere cu valoarea diviziunii de 0,1; 0,05; 0,02 mm.

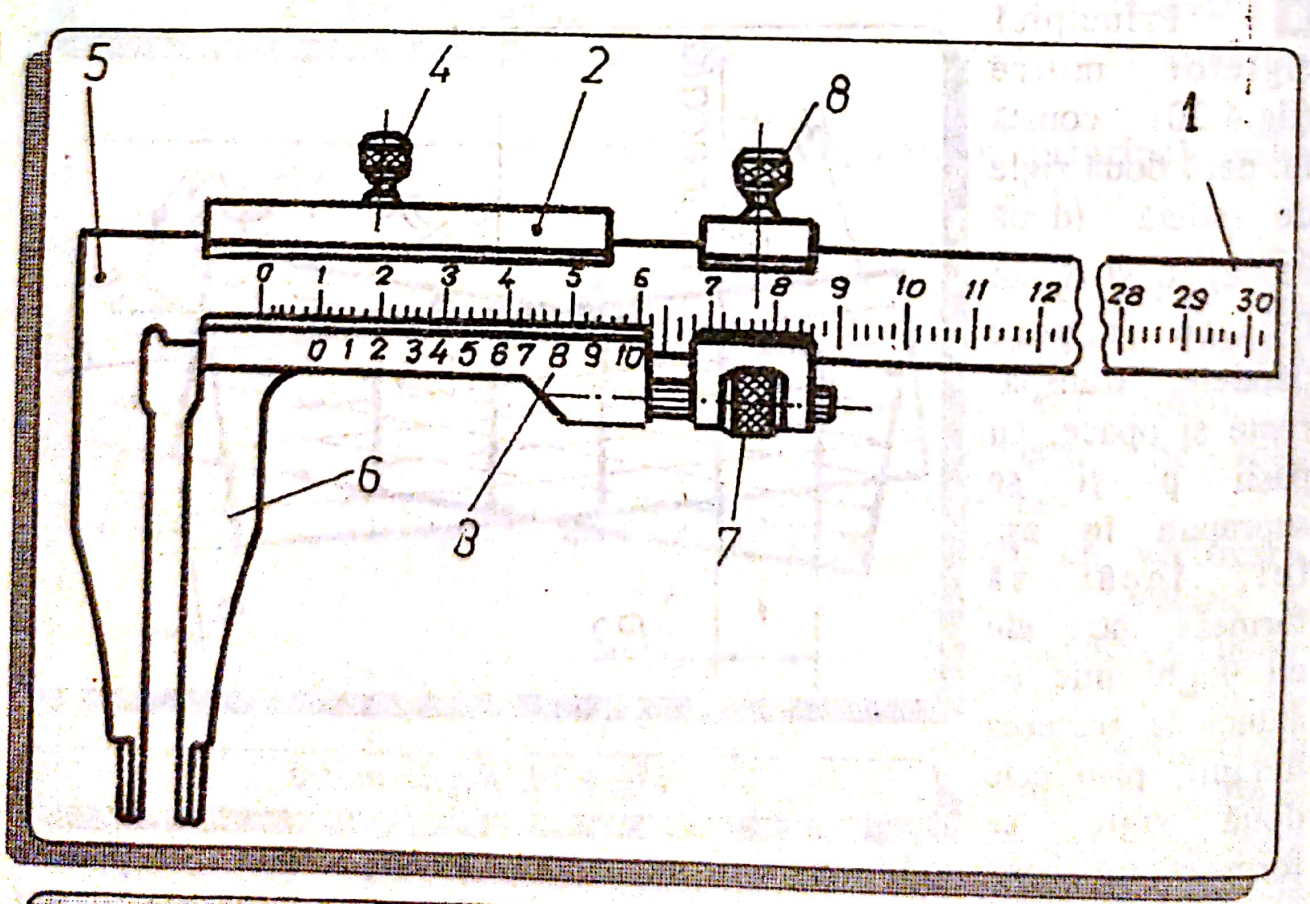


Fig.4.21. Şublerul de exterior şi interior cu două ciocuri

În fig.4.21 este prezentat şublerul de exterior şi interior cu două ciocuri. Aceste şublere se compun din: rigla gradată 1 (cu valoarea diviziunii de 1 mm) cu ciocul 5, cursorul 2 cu ciocul 6 şi vernierul 3. Pentru o citire mai comodă, cursorul este prevăzut cu şurubul de blocare 4. Şublerele cu precizia de citire de 0,05 mm şi mai ales de 0,02 mm, sunt dotate cu un sistem de avans fin 7 şi un şurub de blocare în poziţia respectivă.

Şublerul de exterior şi interior cu patru ciocuri (fig.4.22) este asemănător celui precedent dar, atât rigla cât şi cursorul, prezintă câte două ciocuri (5 şi 10, respectiv 6 şi 9).

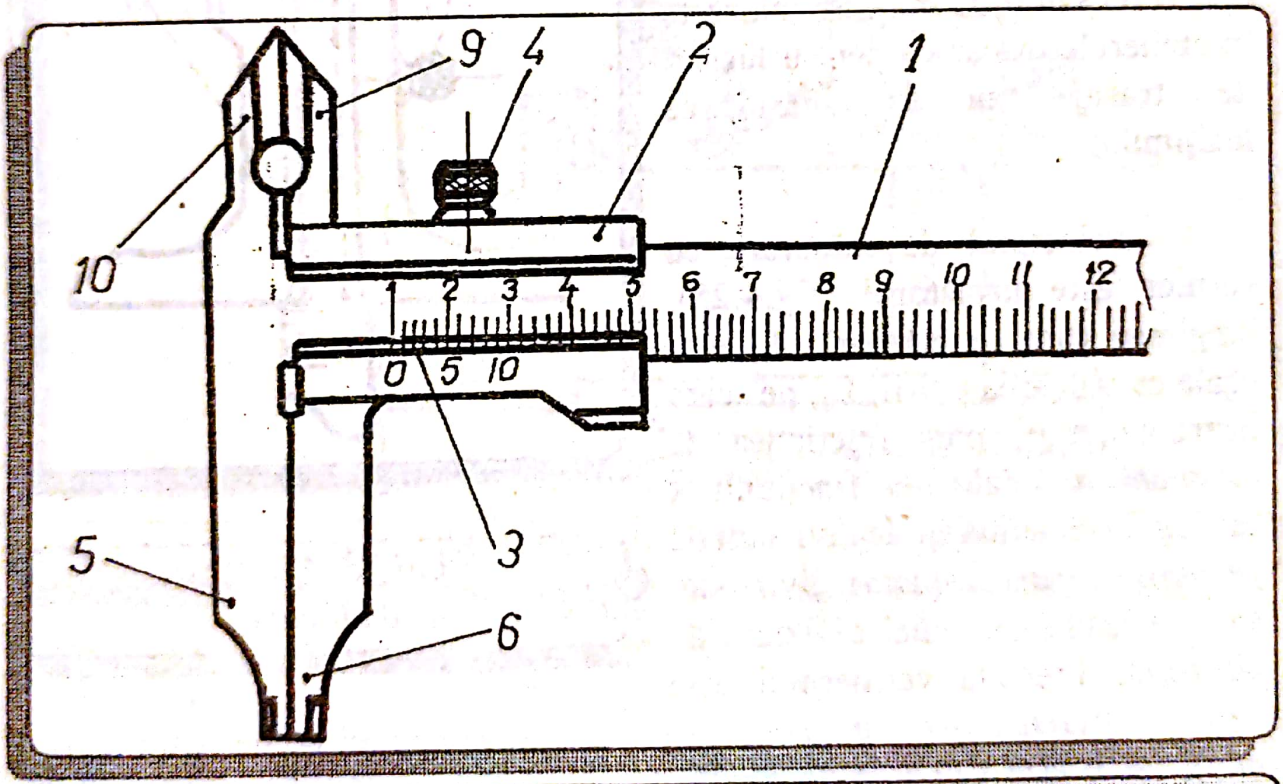


Fig.4.22. Şubler de exterior şi interior cu patru ciocuri

Şublerul de adâncime (fig.4.23) este utilizat pentru măsurarea adâncimii unor cavităţi a unor canale, a unor găuri înfundate etc. Pe fig.4.23, s-au notat: 1 - riglă, 2 - cursor, 3 - vernier, 4 - şurub de blocare. Se realizează şublere cu precizia de citire de 0,1 mm, pentru toate limitele de măsurare şi de 0,02 mm, pentru limita superioară de măsurare până la 200 mm.

Şublerul de trasaj sau de înălţime (fig.4.24) se compune din rigla, fixată în talpa 2, cursorul 3 de care este fixat un vârf ascuţit 4 (pentru trasaj) sau un vârf plat 5 (pentru măsurarea înălţimilor) şi sistemul de avans fin 6.

Aceste şublere se exècută cu limită superioară de măsurare până la 1000 mm şi precizie de citire de 0,1; 0,05 sau 0,02 mm. Se foloseşte în atelierele mecanice pentru lucrări de trasaj sau la măsurarea înălţimilor.

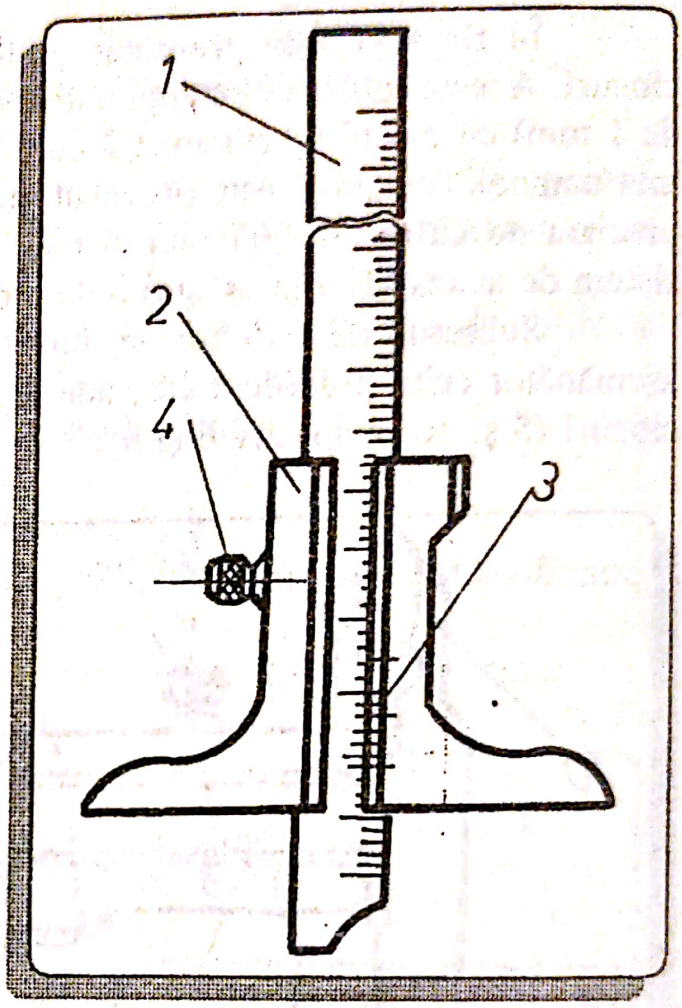


Fig.4.23. Şubler de adâncime

Principiul de măsurare cu vernier este următorul (fig.4.25): lungimea care se măsoară, L, este egală cu valoarea citirii, L_1, pe scara instrumentului, plus fracţiunea de diviziune x. Valoarea fracţiunii x este egală cu numărul de diviziuni de pe vernier până la prima diviziune, care se suprapune unei diviziuni de pe riglă. Precizia vernierului este dată de diferenţa (a-b), în care a este valoarea diviziunii de pe scară (a = 1 mm), iar b este valoarea diviziunii de pe vernier, care poate fi: 0,9; 0,95; 0,98 mm. Valorile diviziunii b rezultă din faptul că vernierul poate avea 10, 20 sau 50 de diviziuni înscrise pe lungimea de 9, 19 şi respectiv 49 mm.

Considerând că precizia vernierului este de 0,1 mm rezultă:

$$L = L_1 + x = L_1 + A - B = L_1 + na - nb = L_1 + n(a-b) = L_1 + n(1-0{,}9) = L_1 + n \cdot 0{,}1 \ mm.$$

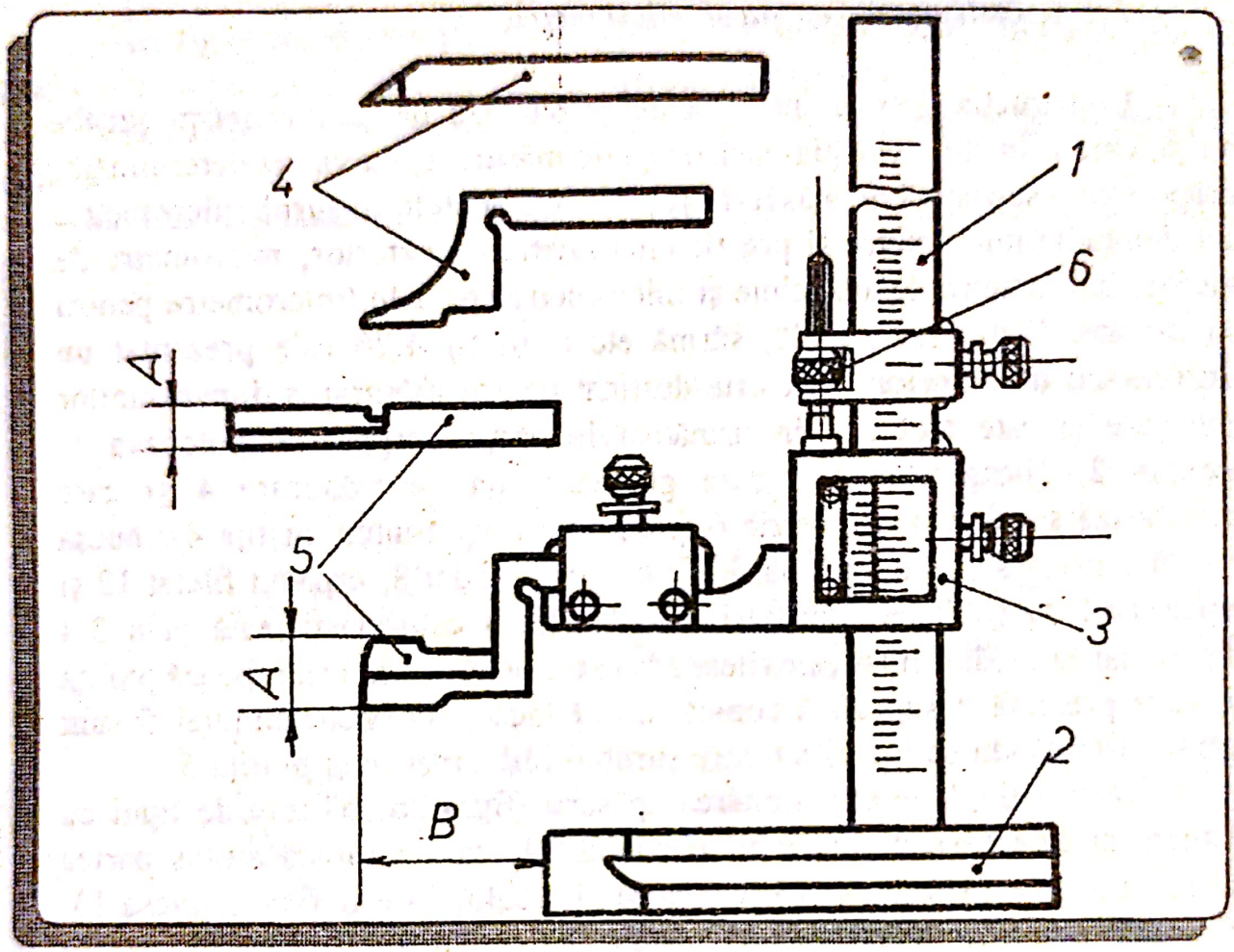


Fig.4.24. Şubler de înălţime sau trasaj

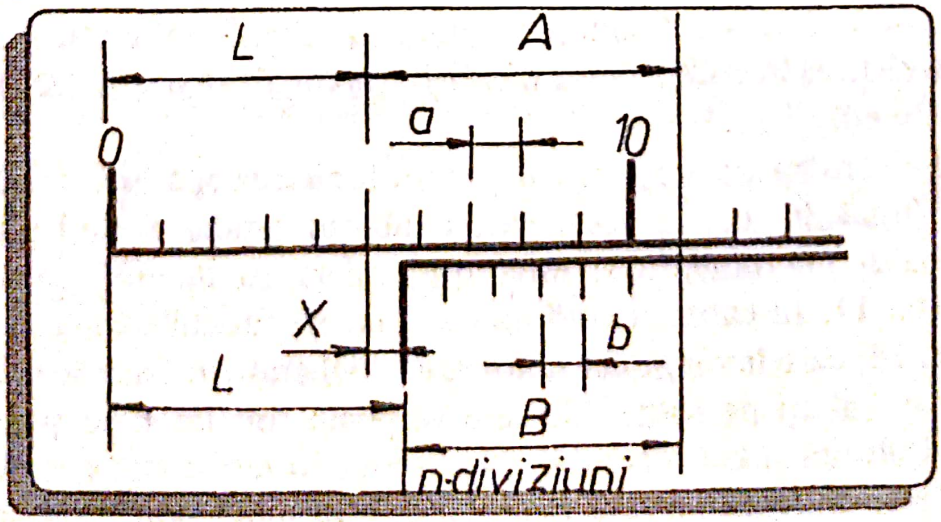


Fig.4.25. Principiul măsurării cu vernier

Scanned with OKEN Scanner

2.1.4. Instrumente cu şurub micrometric

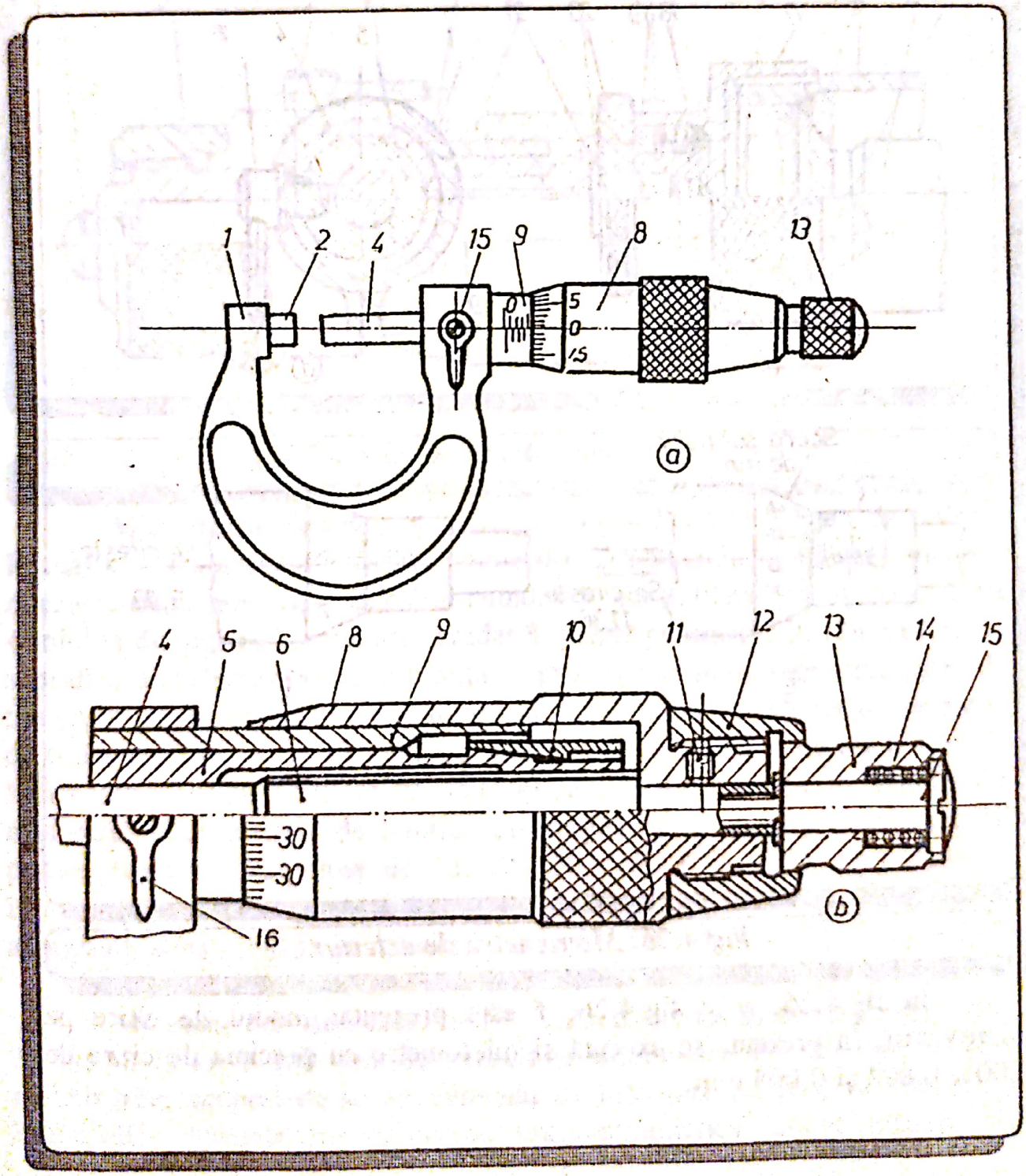
Construcţia acestor instrumente se bazează pe un mecanism şurub-piuliţă, care prin rotire, deplasează o tijă de măsurare, cu valori determinate, în raport cu o suprafaţă de măsurare fixă. Instrumentele cu şurub micrometric sunt denumite micrometre şi pot fi: micrometre de exterior, micrometre de interior, micrometre de adâncime şi micrometre speciale (micrometre pentru roţi dinţate, filete, ţevi, tablă, sârmă etc.). În fig.4.26 este prezentat un **micrometru de exterior,** care este destinat pentru măsurarea dimensiunilor exterioare şi este alcătuit din următoarele părţi: corpul sau potcoava 1, nicovala 2, bucşa filetată 5 care ghidează tija de măsurare 4 şi care înşurubează şurubul micrometric 6 (care face corp comun cu tija 4), bucşa gradată 9 presată pe bucşa filetată 5, tamburul gradat 8, capacul filetat 12 şi dispozitivul de limitare a apăsării 13. Piuliţa 5 este elasticizată prin 3-4 tăieturi, iar la capătul liber este filetată la exterior, unde se înşurubează piuliţa 10, care prezintă o suprafaţă conică, astfel încât sectoarele piuluţei 5 sunt strânse eliminându-se jocurile dintre şurubul micrometric şi piuliţa 5.

Dispozitivul pentru limitarea apăsării (fig.4.26. b) este de tipul cu fricţiune şi este format din arcul elicoidal 14, care îmbracă strâns partea cilindrică netedă a şurubului 15. Un capăt al arcului 14 este fixat la piesa 13, iar celălalt este liber. Când piesa 13 este rotită spre dreapta, datorită apăsării arcului 14 pe suprafaţa netedă a şurubului 15, acesta este antrenat şi prin partea sa filetată, se deplasează tija de măsurare 4 până în momentul când suprafaţa de măsurare a sa, întâlneşte suprafaţa piesei de măsurat. Din acest moment, la învârtirea în continuare a piesei 13, arcul 14 se desfăşoară şi piesa 13 se roteşte în gol.

La alte construcţii, dispozitivul pentru limitarea apăsării este de tipul "cu clichet" (fig.4.26. c). În acest caz, tamburul gradat 8 este presat pe capătul şurubului micrometric şi este rotit, odată cu acesta, prin rotirea capacului filetat 17. În capac, există un orificiu, pe fundul căruia se aşează arcul elicoidal 18, care împinge către exterior, clichetul 19. Acesta calcă între "dinţii" frontali, aflaţi pe rotiţa 20, care se poate roti liber pe şurubul de prindere 21. Datorită apăsării arcului, când rotiţa 20 este rotită spre dreapta, prin clichet, este antrenat şurubul micrometric. În momentul când apăsarea depăşeşte forţa arcului, rotiţa alunecă peste clichet.

Scanned with OKEN Scanner

În fig.4.26. d este prezentă schema mecanismului de blocare 16, a tijei de măsurare, care este de tipul cu şurub de presiune.
Alte construcţii de mecanisme de blocare sunt: cu inel elastic şi cu piuliţă conică.



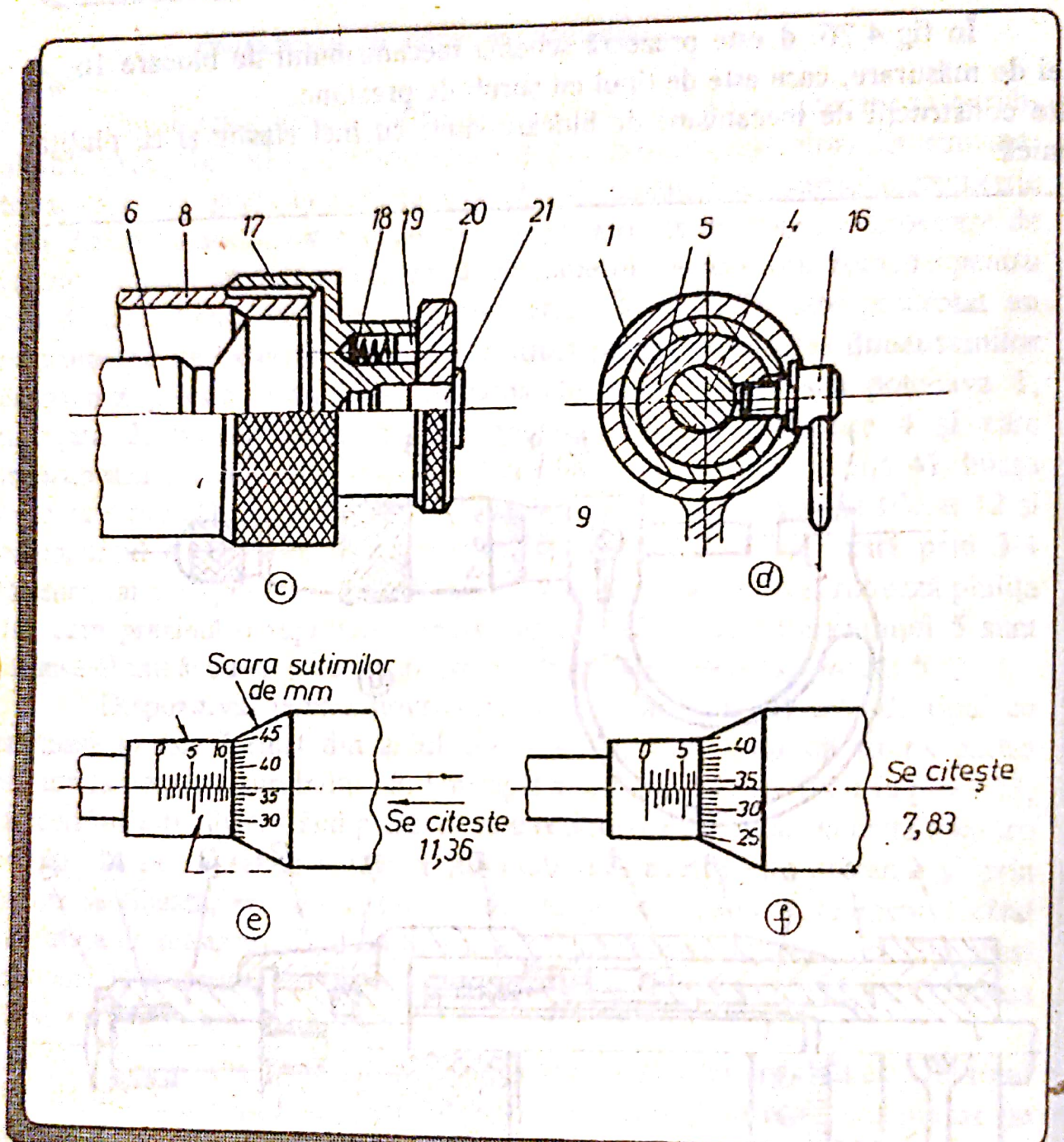


Fig.4.26. Micrometru de exterior

În fig.4.26. e și fig.4.26. f este prezentat modul de citire pe micrometru. În prezent, se execută și micrometre cu precizia de citire de 0,001, 0,002 și 0,005 mm.

Micrometrele de interior se realizează în mai multe variante constructive, dintre care, cele mai folosite, sunt: micrometrul tip vergea, micrometrul cu fălci şi micrometrul cu bacuri autocentrate.

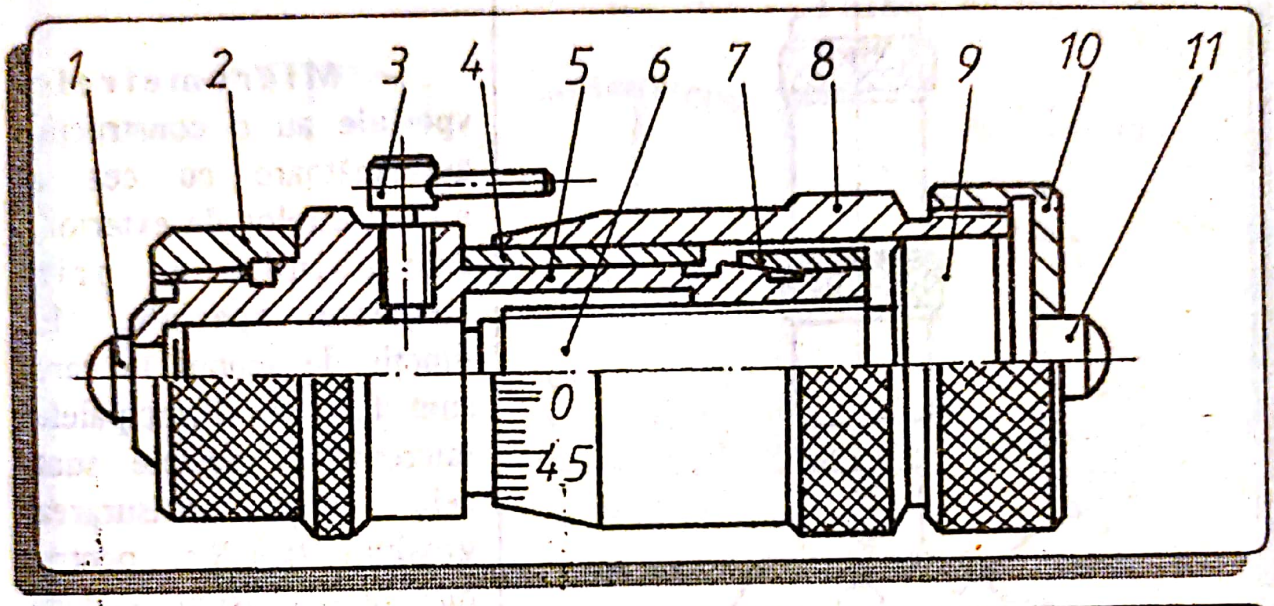


Fig.4.27. Micrometru de interior tip vergea

Micrometrul de interior tip vergea (fig.4.27) este folosit, de obicei, la măsurarea alezajelor şi se compune din următoarele elemente: şurubul micrometric 6, prelungit cu umărul cilindric 9; bucşa filetată 5; bucşa gradată 4; piuliţa de reglare 7; tamburul gradat 8, presat pe umărul 9; tija fixă 1, cu suprafaţa de măsurare sferică; piuliţa de protecţie 2; piuliţa de strângere 10, tija scurtă 11, cu suprafaţa de măsurare sferică. Şurubul micrometric are pasul de 0,5 mm şi cursa de 13 mm. Se construiesc micrometre de acest tip, cu limita inferioară de măsurare 30, 35 şi 40 mm. Pentru lărgirea domeniului de măsurare, micrometrele de interior tip vergea, sunt însoţite de un set de prelungitoare cu lungimile de 13, 25, 50, 100, 150, 200 mm, care se înşurubează în locul piuliţei 2. Se pot adăuga mai multe prelungitoare, ajungându-se la o limită de măsurare de peste 1000 mm.

Micrometrele de adâncime (fig.4.28) au limite de măsurare de 0-25; 25-50; 50-75 şi 75-100 mm. Se execută şi micrometre de adâncime cu tije schimbabile, acoperindu-se un domeniu de măsurare de la 0 la 100 mm. Principalele elemente componente ale unui micrometru de adâncime sunt:

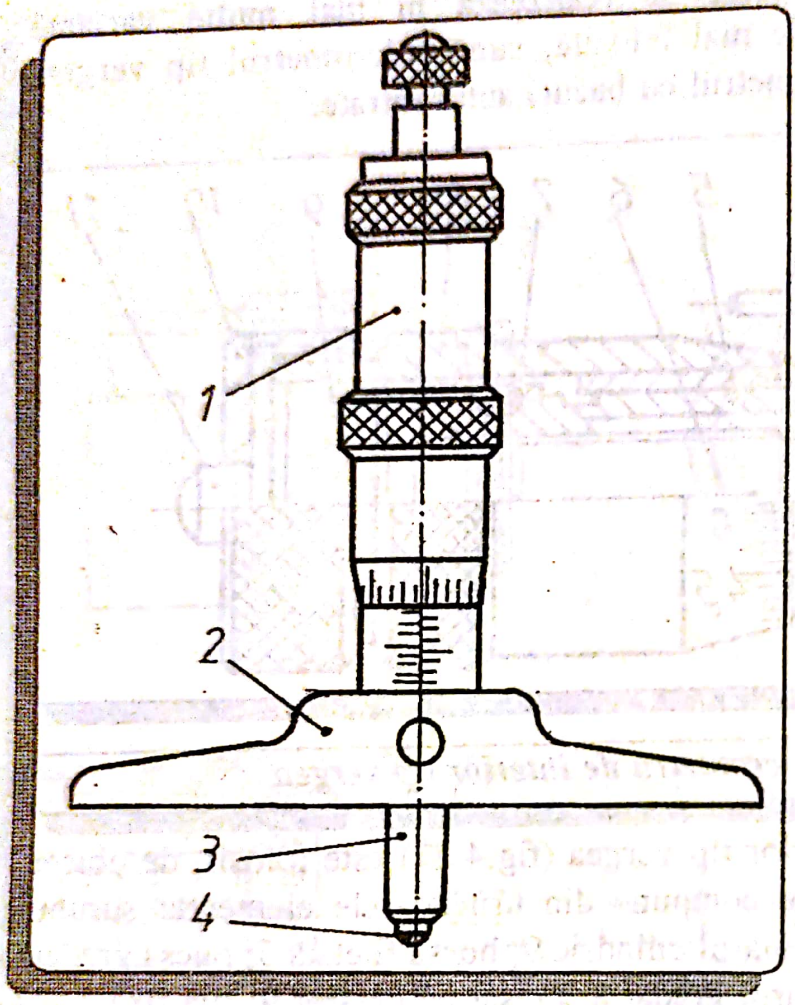


Fig.4.28. Micrometru de adâncime

capul micrometric 1, talpa 2, tija de măsurare 3 şi vârful schimbabil 4.

Micrometrele speciale au o construcţie asemănătoare cu cea a micrometrelor de exterior, deosebindu-se prin elemente speciale, în funcţie de scopul în care sunt folosite. Principalele micrometre speciale sunt cele pentru măsurarea grosimii tablelor, pentru măsurarea grosimii ţevilor, pentru măsurarea diametrelor sârmelor, pentru măsurarea diametrului mediu la filete, pentru măsurarea lungimii peste n dinţi la roţile dinţate etc.

2.1.5. Aparate cu pârghii

Aparatele cu pârghii, numite minimetre, conţin un mecanism de transmitere şi amplificare cu pârghii, rezemate pe cuţite. În fig.4.29 se prezintă schemele de principiu ale unor minimetre utilizate în practică, şi anume:

- minimetrul cu cuţit basculant inferior (fig.4.29. a);
- minimetrul cu cuţit basculant superior (fig.4.29. b);
- minimetrul cu reazem alunecător (fig.4.29. c).

Scanned with OKEN Scanner

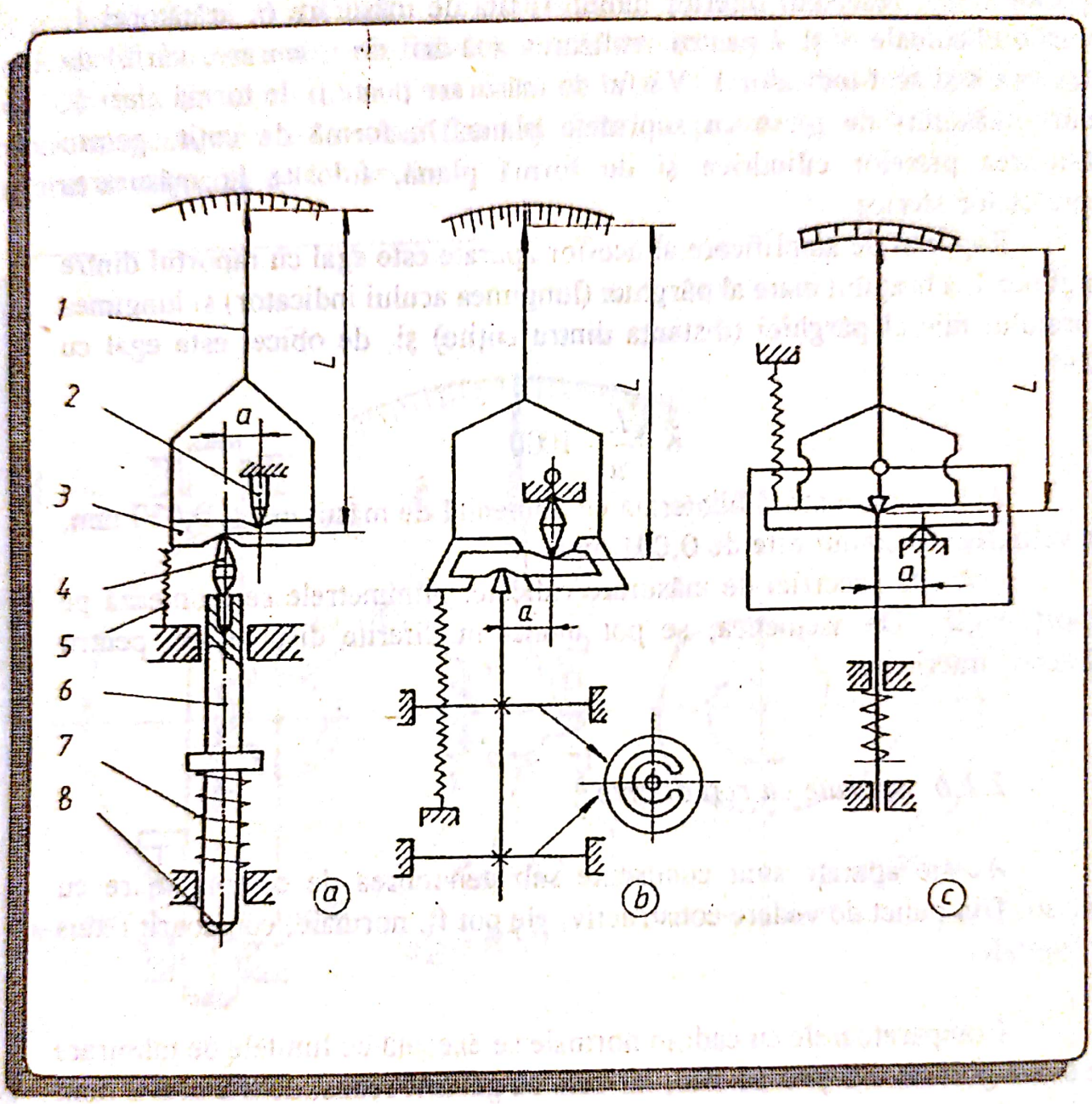


Fig.4.29. Minimetre:
a - cu cuţit basculant inferior;
b - cu cuţit basculant superior;
c - cu reazem alunecător

Principalele elemente componente ale unui minimetru cu cuţit basculant inferior, de exemplu (fig.4.29. a), sunt: pârghia 3, reazemul

superior fix 2, reazemul inferior mobil 4, tija de măsurare 6, arătătorul 1, arcurile elicoidale 5 şi 7 pentru realizarea apăsării de măsurare, vârful de măsurare 8 şi acul indicator 1. Vârful de măsurare poate fi de formă sferică, pentru măsurări de piese cu suprafeţe plane; în formă de cuţit, pentru măsurarea pieselor cilindrice şi de formă plană, folosite la măsurarea suprafeţelor sferice.

Raportul de amplificare al acestor aparate este egal cu raportul dintre lungimea L a braţului mare al pârghiei (lungimea acului indicator) şi lungimea a braţului mic al pârghiei (distanţa dintre cuţite) şi, de obicei este egal cu 1000:

$$K = \frac{L}{a} = 1000 .$$

Aparatul are scară bilaterală cu domeniul de măsurare ± 0,030 mm, iar valoarea diviziunii este de 0,001 mm.

Datorită preciziei de măsurare ridicate, minimetrele se montează pe suporţi rigizi. De asemenea, se pot monta în diferite dispozitive, pentru măsurări interioare.

2.1.6. Aparate cu roţi dinţate

Aceste aparate sunt cunoscute sub denumirea de comparatoare cu cadran. Din punct de vedere constructiv, ele pot fi: normale, cu gabarit redus şi frontale.

Comparatoarele cu cadran normale se execută cu limitele de măsurare pe scară gradată 0-5 şi 0-10 mm, iar cele cu gabarit redus, de 0-2 şi 0-3 mm.

Comparatoarele cu cadran se construiesc cu precizii de măsurare, de 0,01 mm, 0,002 mm, 0,001 mm, cele mai folosite fiind cele cu valoarea diviziunii de 0,01 mm.

În fig.4.30, este prezentată schema comparatorului cu cadran, normal, cu valoarea diviziunii de 0,01 mm.

De la tija de măsurare 1, prevăzută cu dinţi pe o anumită porţiune (ca o cremalieră), mişcarea se transmite la pinionul cu $z_1 = 16$ dinţi. Prin roata cu $z_2 = 100$ dinţi, montată pe acelaşi ax cu pinionul, mişcarea se transmite

la pinionul cu z_3 = 10 dinţi. Pe axul acestui pinion este fixat rigid acul indicator 2, care se roteşte în faţa scării gradate circulare. Roata dinţată cu z_4 = 100 dinţi şi arcul spiral 3 au rolul de a asigura, în toate angrenajele, contactul permanent pe acelaşi flanc al dintelui, pentru a se elimina cursa moartă la mişcarea de întoarcere.

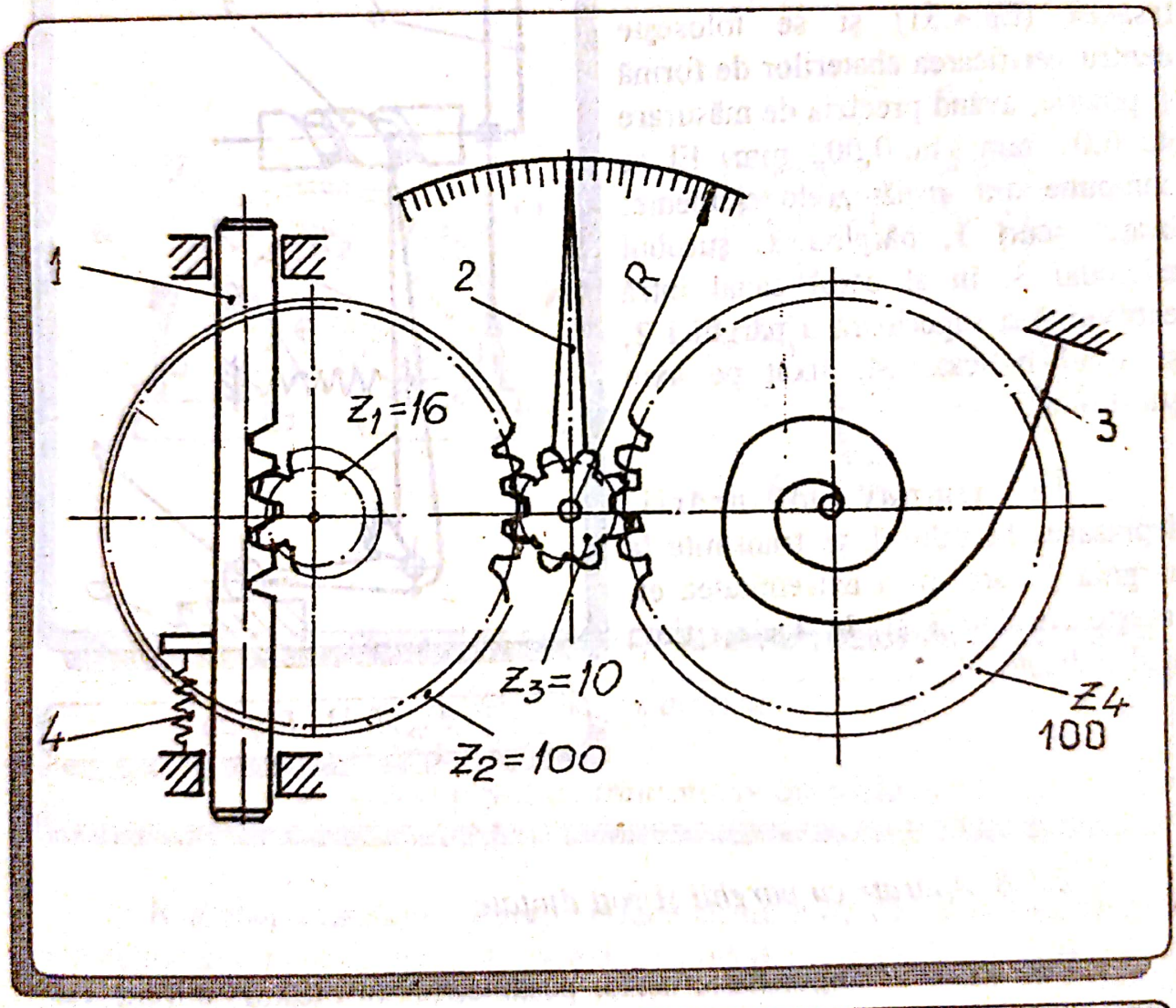


Fig.4.30. Comparator cu cadran

Comparatoarele ce cadran se folosesc la măsurarea abaterilor de prelucrare, cât şi la măsurări absolute a unor dimensiuni mici sau a unor deformaţii.

Scanned with OKEN Scanner

2.1.7. Aparate cu pârghii şi şurub

Aparatul reprezentativ pentru această grupă se numeşte pupitast sau tesatast (fig.4.31) şi se foloseşte pentru verificarea abaterilor de formă şi poziţie, având precizia de măsurare de 0,01 mm sau 0,002 mm. El se compune din următoarele elemente: braţul scurt 1, pârghia 2, şurubul elicoidal 3, în al cărui canal intră extremitatea superioară a pârghiei 2, şi arcul indicator 4, fixat pe axul şurubului 3.

În timpul măsurării, deplasarea braţului 1 se transmite la pârghia 2 care, prin extremitatea ei, roteşte şurubul 3 şi, în acelaşi timp acul indicator 4.

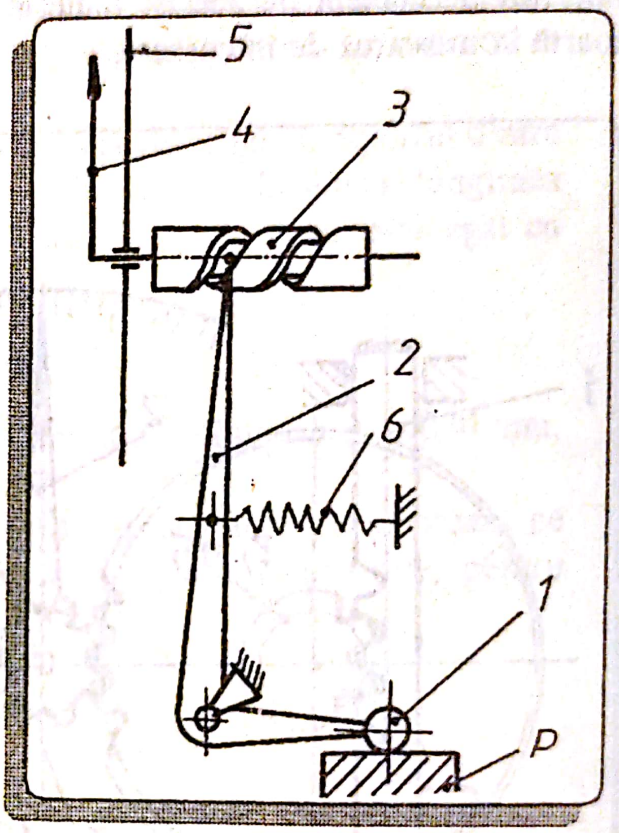


Fig.4.31. Pupitast

2.1.8. Aparate cu pârghii şi roţi dinţate

Din această categorie fac parte: pasametrul, ortotestul, milimessul, comparatorul cu pârghii şi roţi dinţate, micrometrul cu pârghie.

Pasametrul este un aparat comparator utilizat pentru măsurarea dimensiunilor exterioare şi are aspectul asemănător cu cel al micrometrului. În corpul 1 (fig.4.32. a) cu capacul 10, sunt montate: mecanismul de amplificare, mecanismul indicator, tija mobilă 2, tija reglabilă 3, mecanismul

de reglare 4 şi dispozitivul de blocare 5. Mecanismul de amplificare (fig.4.32. b) este format din pârghia 12, sectorul dinţat 13, pinionul 14 şi acul indicator 8. Mecanismul indicator este format din: scara gradată 7, acul indicator 8 şi indicii de toleranţă 9, care se reglează cu mecanismul 11.

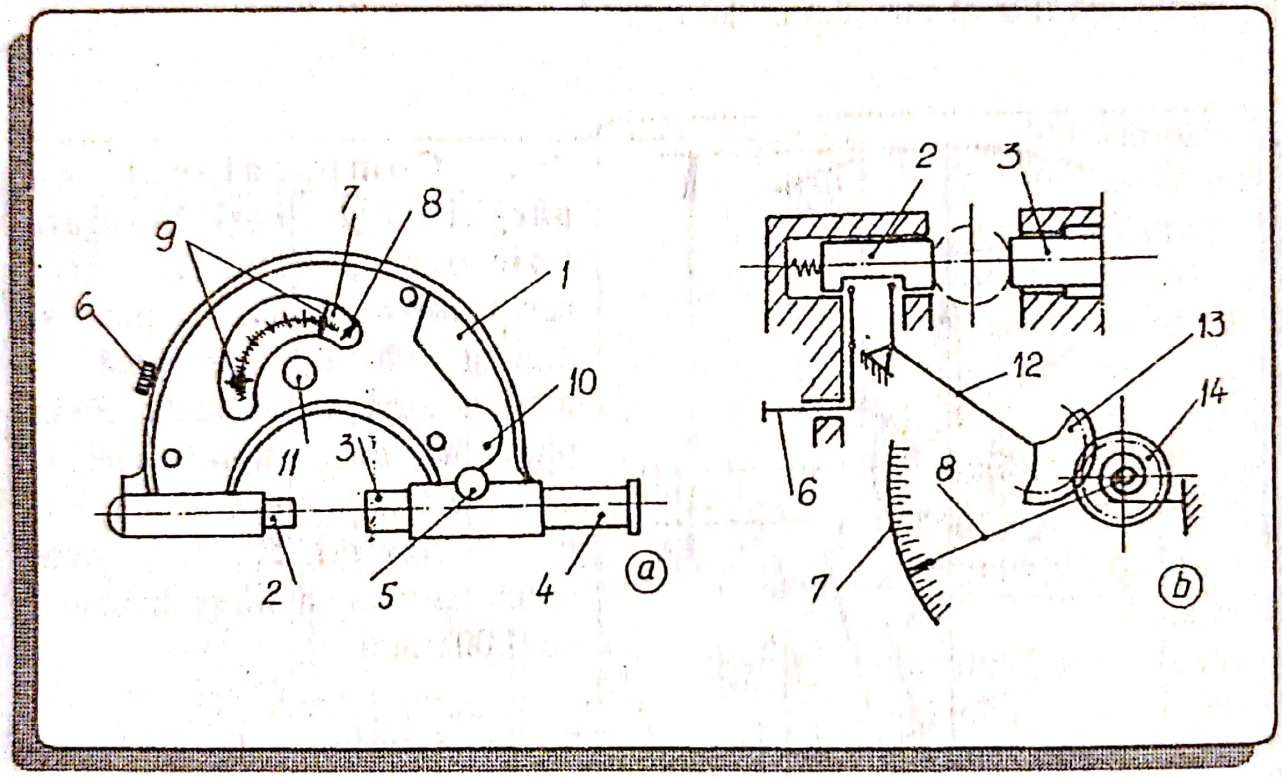


Fig.4.32. Pasametru:
a - aspect exterior;
b - mecanismul de transmitere-amplificare

Reglarea aparatului la zero se face cu un bloc de cale plan-paralele prin acţionarea mecanismului 4, care determină deplasarea tijelor 2 şi 3 până când acul indicator ajunge la zero. După reglare, tija 3 se blochează, iar pentru introducerea mai uşoară a blocului de cale sau a piesei de măsurat, se apasă pe butonul 6.

Pasametrele se construiesc cu limite de măsurare de 0-25; 25-50; 50-75; 75-100; 100-125 şi 125-150 mm, cu valoarea diviziunii de 0,002 mm sau 0,005 mm.

Scanned with OKEN Scanner

Micrometrul cu pârghie, numit şi micrometru comparator, are o construcţie asemănătoare cu cea a pasametrului cu deosebirea că tija reglabilă este înlocuită cu un mecanism cu şurub micrometric, ca la micrometrele obişnuite. Valoarea diviziunii pe scara circulară a capului micrometric este de 0,01 mm, iar pe scara gradată a abaterilor, de 0,002 mm. Limitele de măsurare pot fi 0-25 mm sau 25-50 mm.

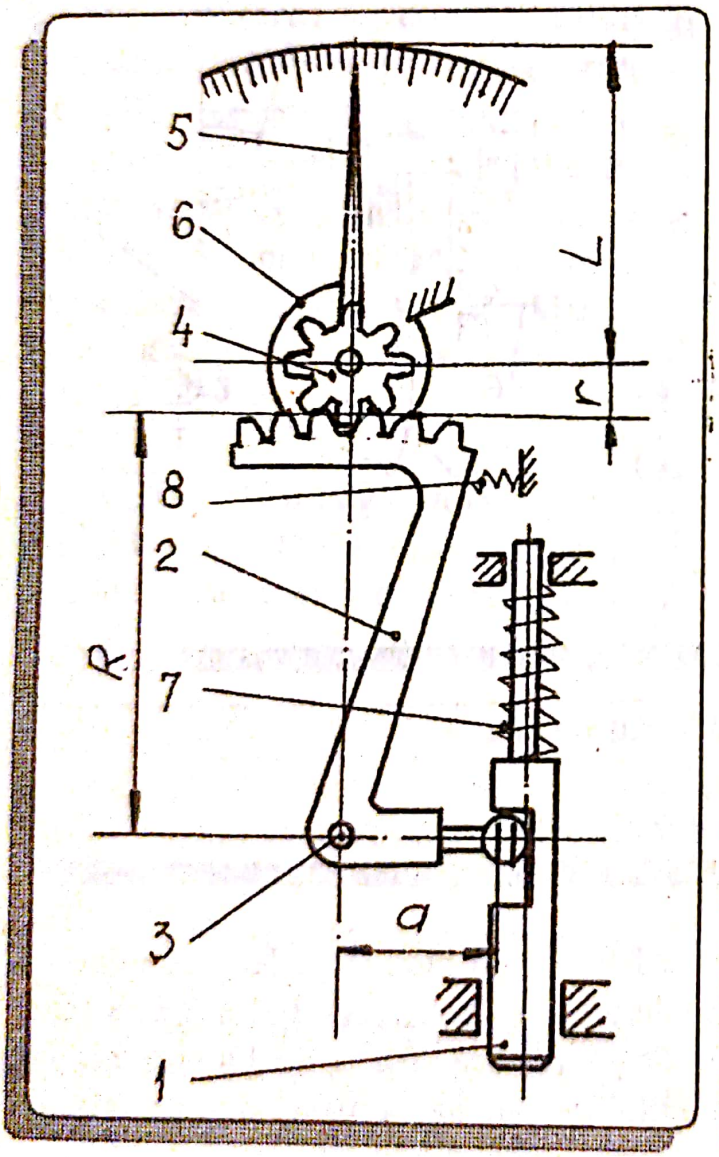


Fig.4.33. Schema de principiu a ortotestului

Comparatorul cu pârghiii şi roţi dinţate (microcomparatorul) are, aproximativ, acelaşi aspect şi aceeaşi schemă cinematică cu comparatorul cu cadran dar are în plus, faţă de acesta, o pârghie care măreşte raportul de amplificare de zece ori, ceea ce permite obţinerea unei valori de diviziune de 0,001 mm.

Ortotestul (fig.4.33) este un aparat, la care valoarea diviziunii este de 0,001 mm şi limitele de măsurare sunt de ± 0,100 mm. Variaţia dimensiunii piesei este preluată din tija de măsurare 1 şi transmisă, prin pârghia cu sector dinţat 2 care se roteşte în jurul articulaţiei 3, la pinionul 4 de al cărui ax este fixat acul indicator 5. Arcul 6 are rolul de a menţine angrenarea pe un singur flanc, iar arcurile 7 şi 8, de a readuce sistemul în poziţie de lucru.

Scanned with OKEN Scanner

Ortotestul se foloseşte, montat pe un suport rigid, la măsurarea unor dimensiuni exterioare, în componenţa unor dispozitive pentru măsurarea abaterilor de formă şi poziţie sau ca element de măsurare în componenţa unor aparate speciale ca de exemplu, aparatul universal de măsurare a roţilor dinţate.

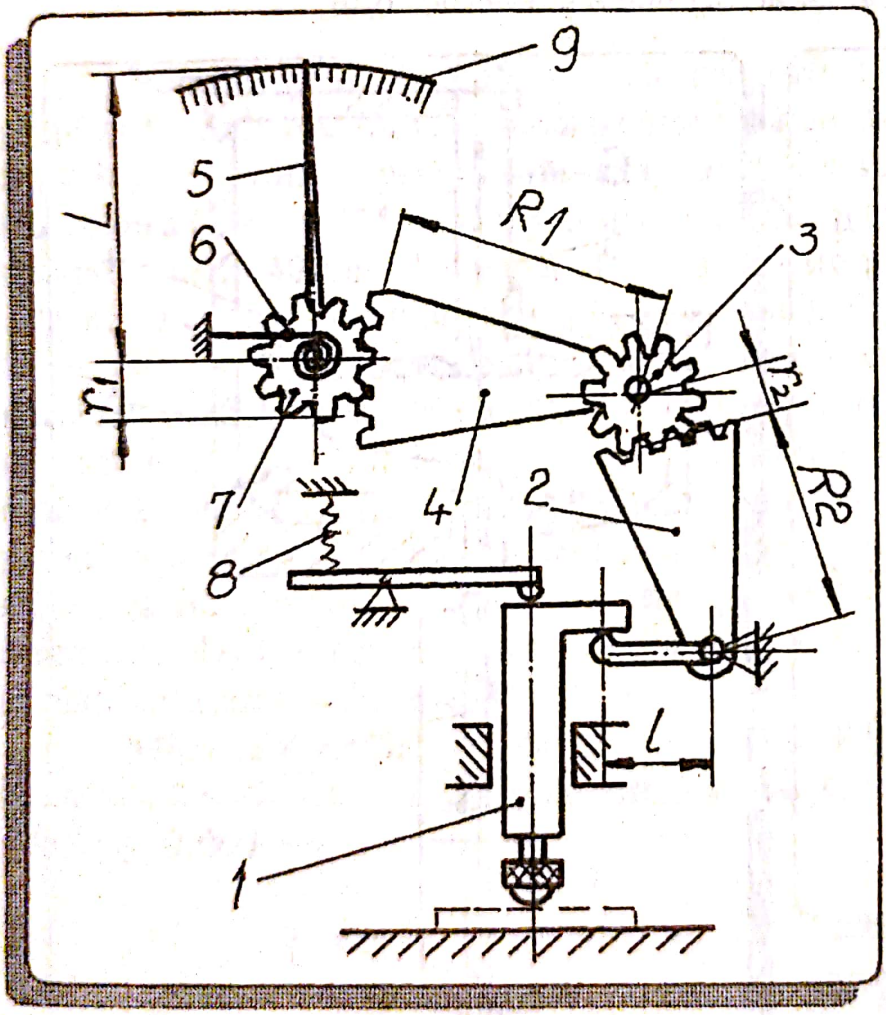


Fig.4.34. Milimess

Milimessul (fig.4.34) este un aparat cu o construcţie apropiată de cea a ortotestului, dar de dimensiuni mai mici şi valoarea diviziunii pe scara gradată de 0,001 mm. El se compune din tija de măsurare 1, sectoarele dinţate 2 şi 4, pinioanele 3 şi 7, acul indicator 5 care se deplasează în faţa scării gradate 9, arcul spiral 6 (pentru preluarare jocului în angrenaje) şi arcul elicoidal 8 (pentru crearea forţei de măsurare şi asigurarea revenirii tijei de măsurare în poziţia iniţială).

Scanned with OKEN Scanner

2.1.9. Aparate cu elemente elastice

Funcţionarea acestor aparate se bazează pe proprietăţile elastice ale arcurilor plane, încovoiate sau răsucite. Au o construcţie relativ simplă, o durabilitate mare, frecare redusă în organele mecanismului de amplificare şi nu au cursă moartă. Din această grupă fac parte: indicatorul (construcţie depăşită astăzi), minimetrul cu arcuri plane şi microcatorul.

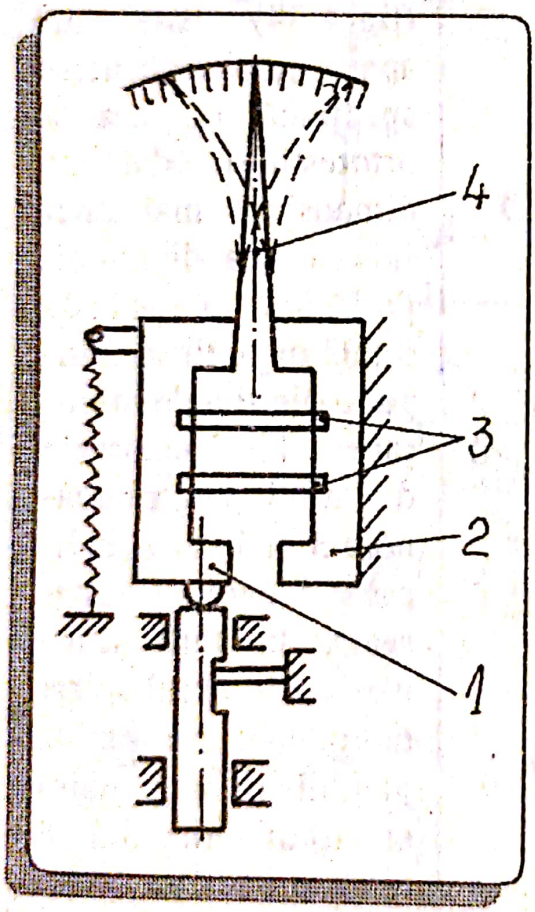


Fig.4.35. Minimetru cu arcuri plane

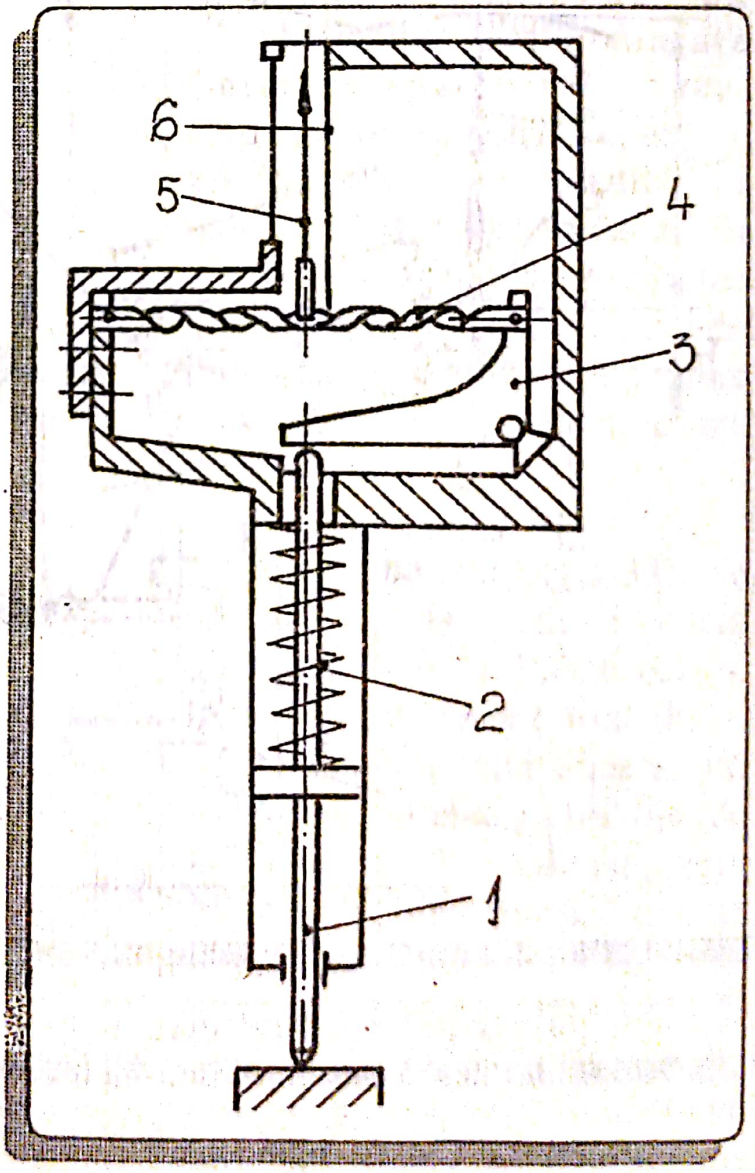


Fig.4.36. Microcator

Scanned with OKEN Scanner

Minimetrul cu arcuri plane (fig.4.35) este alcătuit din blocul mobil 1, blocul fix 2, arcurile plane de legătură 3 şi acul indicator 4 realizat din două arcuri plane sudate împreună la capătul superior. La măsurare, deplasarea blocului mobil 1, sub acţiunea tijei de măsurare, provoacă deformarea arcurilor plane care compun acul indicator 4 şi ca urmare vârful acestuia se va deplasa în faţa scării gradate.

Microcatorul (fig.4.36) este cel mai perfecţionat aparat din această grupă şi funcţionarea lui se bazează pe proprietăţile elastice ale unui arc (4 în fig.4.36), în formă de panglică răsucită, care are o secţiune dreptunghiulară (cu lăţimea 0,06 - 0,125) mm şi grosimea de 0,0025 - 0,005 mm) şi lungimea de aproximativ 40 mm. Un capăt al arcului 4 este prins la arcul plat 3 iar celălalt, la corpul aparatului. Panglica este răsucită de la capete către mijloc, în acelaşi sens, şi pe mijloc susţine acul indicator 5, construit dintr-un tub de sticlă sau cuarţ cu grosimea de 0,01-0,03 mm. Apăsarea de măsurare este dată de arcul elicoidal 2. La deplasarea tijei de măsurare 1, arcul plat (montat ca o pârghie) se roteşte, determinând întinderea sau comprimarea arcului răsucit şi, ca urmare, rotirea arcului indicator în faţa scării gradate 6. Pentru reducerea frecării, tija de măsurare este sprijinită de corpul aparatului pe membrane elastice, iar un mic amortizor cu ulei serveşte pentru stabilizarea oscilaţiilor acului indicator.

Microcartorul se execută cu valoarea diviziunii de 0,0005, 0,001; 0,002 sau 0,005 mm şi cu limite de măsurare pe scara gradată de la $\pm$ 0,010 mm la $\pm$ 0,060 mm.

2.1.10. Aparate optico-mecanice

Funcţionarea acestor aparate se bazează pe acţiunea unui mecanism de amplificare cu pârghie, combinat cu un sistem de amplificare optică. Din această grupă fac parte: microluxul, microzisul, opticatorul, optimetrul, de proiecţie, aparatul dr. Abbé.

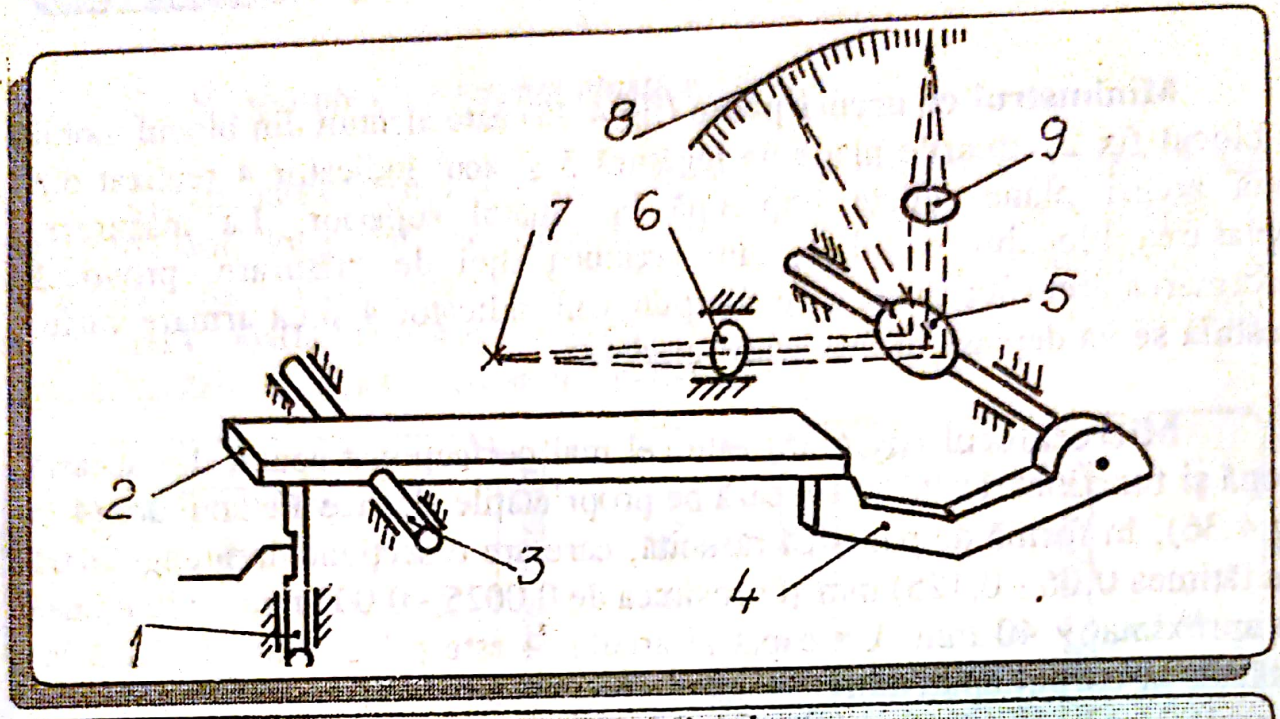


Fig.4.37. Microlux

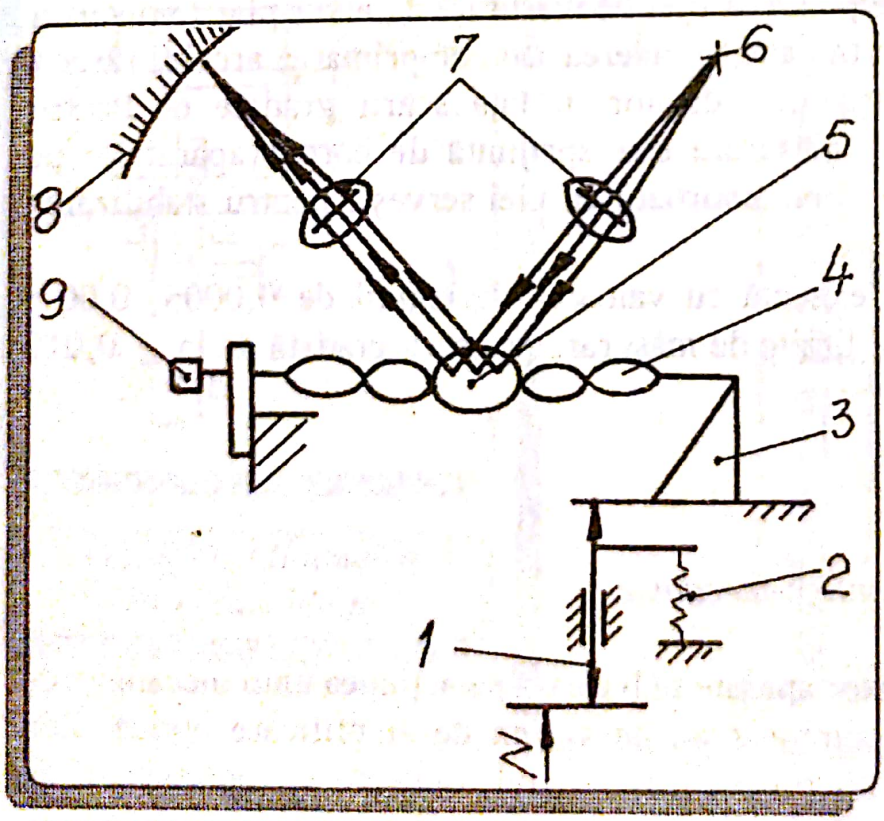


Fig.4.38. Opticator

Microluxul are valoarea diviziunii pe scara gradată de 0,001 mm şi este alcătuit din următoarele elemente principale (fig.4.37): tija de măsurare 1; pârghia cu braţe neegale 2 cu axul 3; pârghia 4; sistemul optic format din sursa de lumină 7, lentilele 6 şi 9 şi oglinda 5 şi scara gradată 8. Deplasarea tijei 1, în timpul măsurării, se transmite la pârghiile 2 şi 4

se transformă în mişcare de rotaţie a oglinzii 5. De la sursa 7, lumina cade pe oglinda 5 şi se reflectă pe scara gradată 8 sub forma unui spot luminos, care are rolul de element indicator (arătător).

Opticatorul (fig.4.38) este format din tija de măsurare 1, arcul-pârghie 3, arcul răsucit 4, mecanismul 9 de reglare a întinderii arcului 4 şi arcul elicoidal 2 pentru crearea forţei de măsurare. Sistemul optic este alcătuit din sursa de lumină 6, lentilele 7 şi oglinda 5, care se roteşte odată cu arcul 4. Imaginea sursei de lumină apare pe scara gradată mată 8, cu valoarea diviziunii de 0,001 mm.

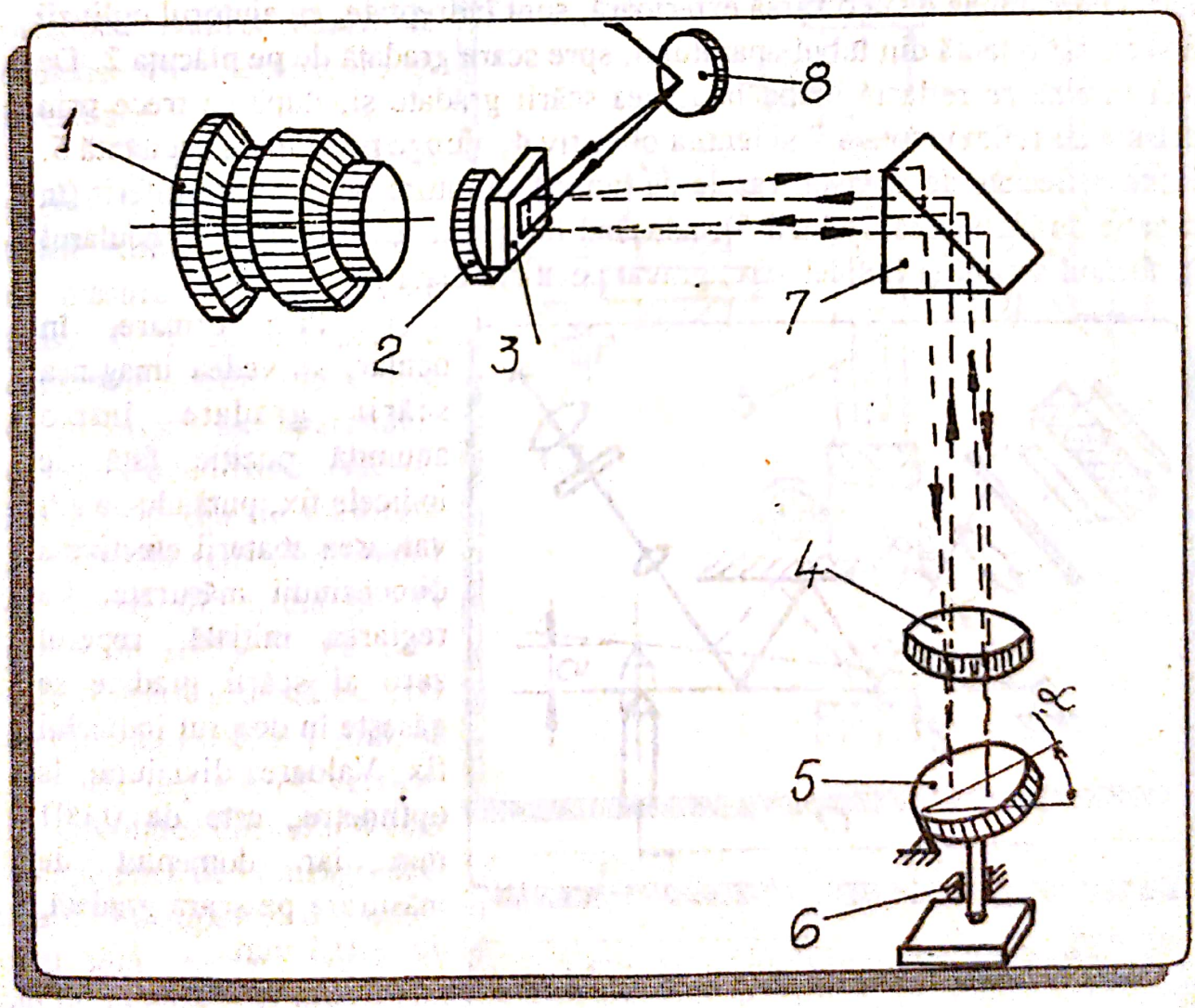


Fig.4.39. Optimetru. Schemă de principiu

Scanned with OKEN Scanner

Optimetrul se bazează, în ce priveşte concepţia şi construcţia, pe principiul autocolimaţiei conform căruia: fasciculul de raze, pornit de la o sursă de lumină aşezată în focarul unei lentile obiectiv, trece prin această lentilă şi se îndreaptă, sub forma unui fascicul de raze paralele, spre o suprafaţă lucioasă perpendiculară pe axa optică, reflectându-se pe suprafaţa lucioasă, fasciculul de raze ajunge din nou în focarul lentilei obiectiv.

Optimetrul se realizează în două variante: orizontal şi vertical.

În fig.4.39, este prezentată shema de principiu a optimetrului. Deplasarea tijei de măsurare 6, în funcţie de valoarea efectivă a dimensiunii măsurate, se transformă în rotirea cu un unghi α, a oglinzii oscilante 5. Razele de lumină de la o sursă exterioară, sunt îndreptate, cu ajutorul oglinzii 8 şi printr-o fantă din tubul aparatului, spre scara gradată de pe plăcuţa 2. De aici lumina se reflectă luând imaginea scării gradate şi, după ce trece prin prisma cu reflexie totală 7 şi lentila obiectiv 4, ajunge pe oglinda oscilantă 5. Fiind reflectate de aceasta, razele de lumină se întorc pe un drum diferit (în funcţie de înclinarea oglinzii 5), aducând imaginea scării gradate în ocularul 1, făcând vizibil şi indicele fix, gravat pe sticla mată 3.

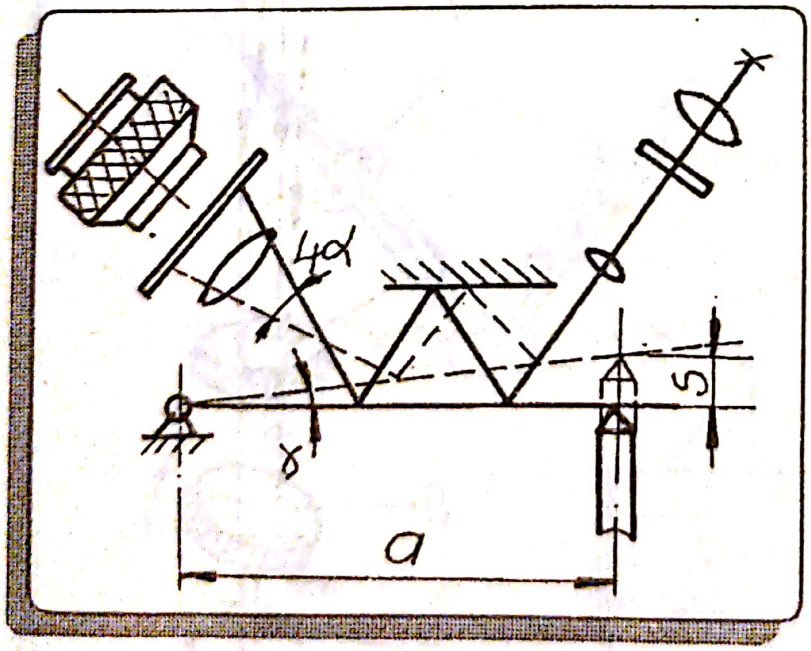


Fig.4.40. Principiul de funcţionare al ultraoptimetrului

Prin urmare, în ocular, se vedea imaginea scării gradate într-o anumită poziţie faţă de indicele fix, putându-se citi valoarea abaterii efective a dimensiunii măsurate. La reglarea iniţială, reperul zero al scării gradate se găseşte în dreptul indicelui fix. Valoarea diviziunii, la optimetru, este de 0,001 mm iar domeniul de măsurare pe scara gradată, de $\pm$ 0,1 mm.

Ultraoptimetrul este un aparat de precizie

înaltă, a cărui funcţionare se bazează pe principiul colimaţiei. În aparat, pe drumul de la sursa de lumină la ocular, razele luminoase se reflectă de mai multe ori între două oglinzi: una mobilă acţionată de tija de măsurare, iar cealaltă fixă, conform schemei din fig.4.40. Valoarea diviziunii este de 0,0002 mm şi domeniul de măsurare pe scara gradată, de + 0,025 mm.

Aparatul Abbé se execută în două variante: vertical pentru măsurarea dimensiunilor exterioare şi orizontal pentru măsurarea dimensiunilor exterioare şi interioare.

În fig.4.41 este dată shema de principiu a **aparatului Abbé vertical.** Piesa de măsurat 2 se aşează pe masa 1, a cărei suprafaţă constituie una din suprafeţele de măsurare ale aparatului, cea de a doua fiind materializată prin tija de măsurare 3, fixată la capătul dornului 4. Acesta din urmă poartă placa de sticlă 5, pe care este o scară gradată cu 100 de diviziuni a câte 1 mm, şi se poate deplasa pe verticală. Greutatea dornului 4 este compensată de contragreutatea 6. Pe suportul dornului, mai sunt montate: sistemul de ilumunare 7 şi microscopul 8 prevăzul cu ocularul 9, care are un vernier spiral. Mişcarea dornului 4 pe vertical înseamnă deplasarea, în acelaşi timp, a plăcii 5 cu scara milimetrică, între sistemul de iluminare 7 şi microscopul

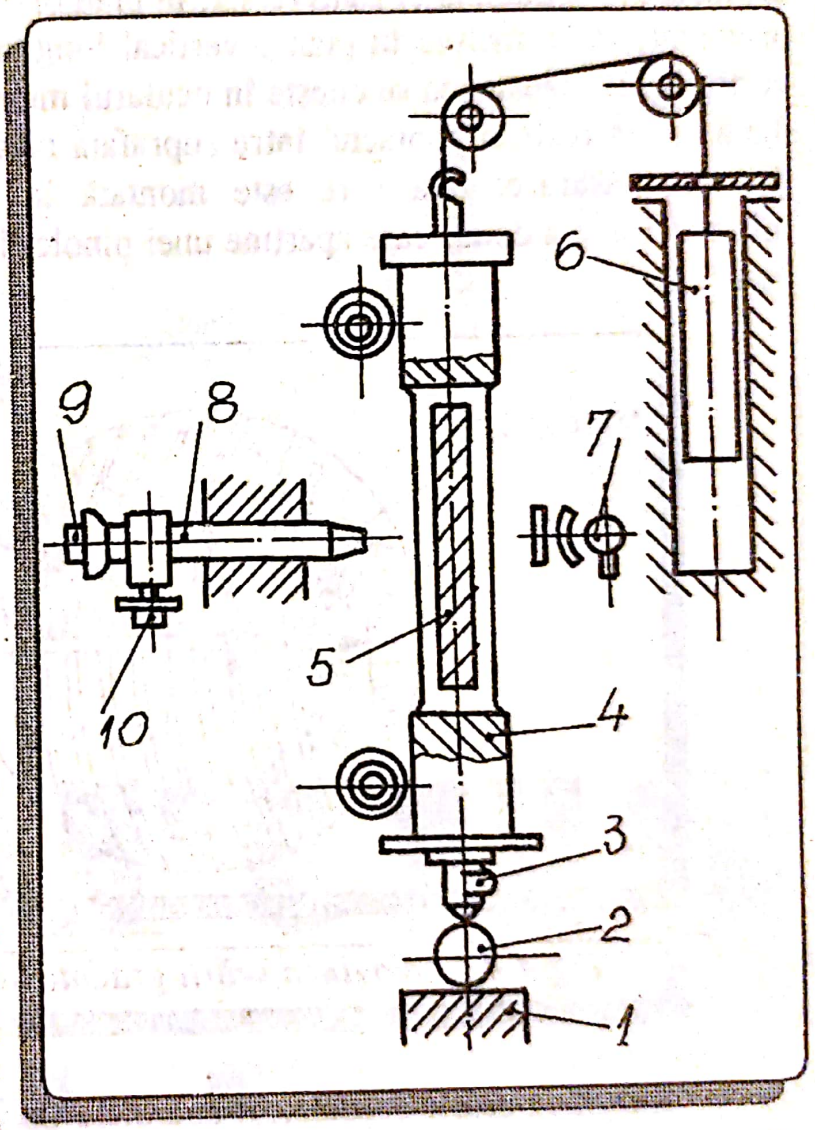


Fig.4.41. Schema de principiu a aparatului Abbé vertical

Scanned with OKEN Scanner

8. Valoarea absolută a dimensiunii piesei se citeşte în ocularul 9, după reglarea poziţiei spiralei cu ajutorul şurubului 10.

Aparatul Abbé orizontal are o construcţie asemănătoare cu a optimetrului orizontal. Piesa se fixează pe o masă, care are posibilitatea să se deplaseze longitudinal şi transversal, în plan orizontal; să se rotească în plan orizontal; să se încline în planul vertical longitudinal şi să se deplaseze pe verticală. Dimensiunea se citeşte în ocularul microscopului cu vernier spiral, după ce s-a realizat contactul între suprafaţa piesei şi suprafeţele celor două tije de măsurare: una care este montată la capătul dornului cu scara milimetrică şi a doua, care aparţine unei pinole fixate pe un suport, în partea opusă.

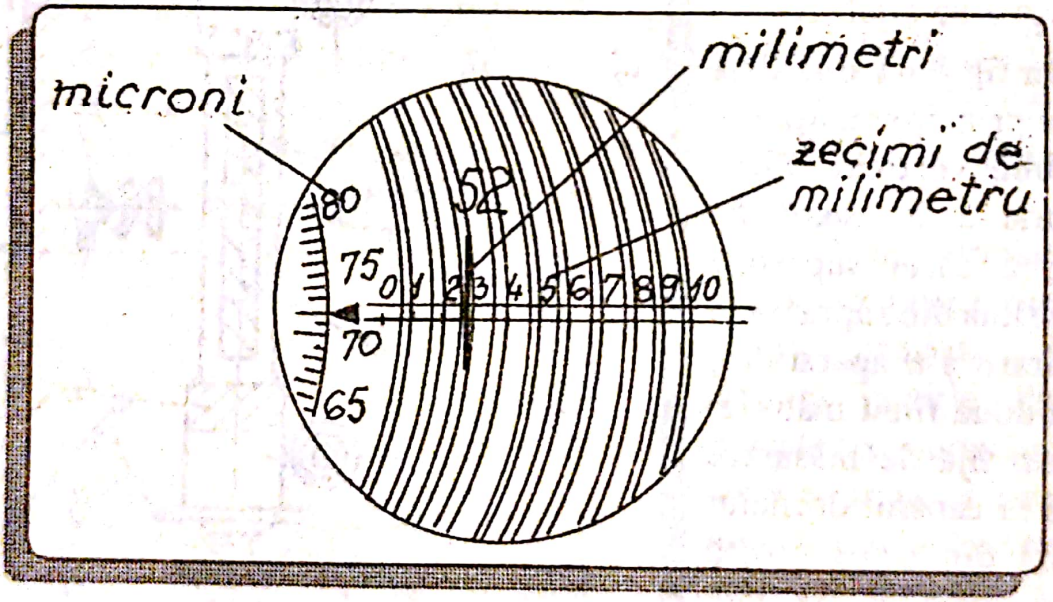


Fig.4.42. Imaginea scării gradate la aparatele Abbé

Imaginea scării gradate, la aparatele tip Abbé este dată în fig.4.42. Pentru poziţia din figură, citirea este: 52,372 mm.

S.C. Fortus S.A. IAŞI

Scanned with OKEN Scanner

2.1.11. Aparate optice

Aceste aparate se caracterizează prin lipsa unui contact mecanic cu suprafaţa piesei de măsurat, dimensiunile ne mai fiind afectate de erorile de contact. Din această grupă fac parte: microscopul de atelier, microscopul universal, proiectorul de profile.

Microscoapele de atelier se pot împărţi în: microscoape mici şi microscoape mari sau instrumentale. Microscoapele mici sunt dotate cu cap ocular pentru identificarea filetelor, determinarea pasului şi a asimetriei filetelor şi cu cap ocular pentru măsurarea razelor de recordare.

Microscopul mare de atelier serveşte la măsurarea dimensiunilor exterioare la piese cilindrice, conice, filetate etc., a dimensiunilor interioare, utilizând un dispozitiv special de palpare, şi a distanţelor dintre axele alezajelor folosind un cap ocular special.

Microscopul universal serveşte la măsurarea dimensiunilor exterioare, a celor interioare folosind un dispozitiv cu palpare, şi a distanţelor dintre centrele alezajelor folosind un cap ocular special.

Principiul de funcţionare al microscopului de atelier este dat în fig.4.43. Lumina plecată de la sursa 1, trece prin diafragma 2, filtrul 3, prisma 4 şi placa transparentă 5, pe lângă piesa 6. Imaginea este preluată de obiectivul 7, este reflectată de oglinda 8 şi îndreptată spre capul ocular 9 al microscopului. În capul 9, se pot monta discuri, cu diferite scări sau figuri, care servesc ca elemente de comparaţie pentru piesele de verificat.

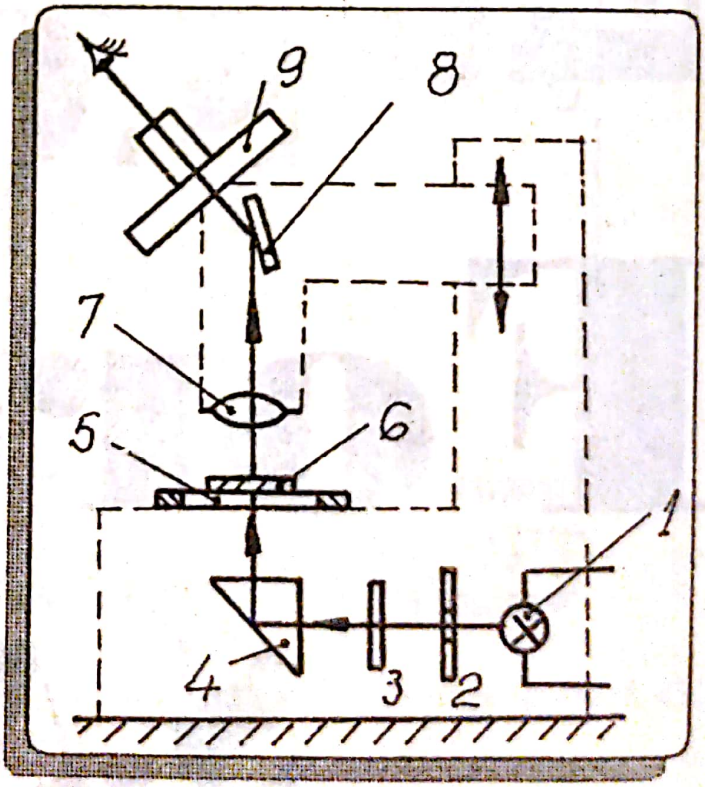


Fig.4.43. Principiul de funcţionare al microscopului de atelier

Scanned with OKEN Scanner

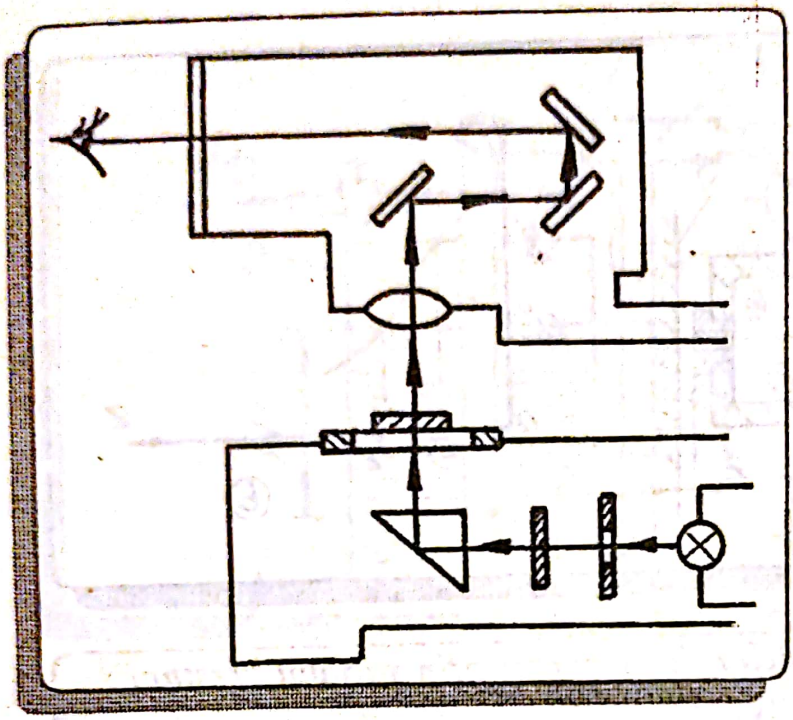


Fig.4.44. Schema de principiu a proiectorului de profile

Proiectorul de profile are o construcţie asemănătoare cu microscopul de atelier, cu deosebirea că ocularul este înlocuit cu un ecran pe care se proiectează imaginea mărită a piesei (fig.4.44). Pe proiectorul de profile se măsoară piese complicate sau piese mici, care nu pot fi măsurate cu alte mijloace.

2.1.12. Aparate pneumatice

Metodele şi mijloacele pneumatice pentru măsurarea lungimilor se clasifică în trei grupe în funcţie de principiul de funcţionare, care se poate baza pe: variaţia presiunii, variaţia volumului sau variaţia vitezei aerului.

Cele mai utilizate sunt procedeele bazate pe **variaţia presiunii aerului** în funcţie de variaţia secţiunii de ieşire a aerului în atmosferă, iar această secţiune este determinată de variaţia dimensiunii de controlat (fig.4.45).

Aerul comprimat, după ce este purificat şi adus la presiunea p_i, intră în camera A iar de aici, prin duza f_1, în camera B, care comunică cu exteriorul prin duza f_2. Presiunea în camera A rămâne întotdeauna constantă (p_1 = const) şi se măsoară cu manometrul M_1, în timp ce presiunea p_2, din camera B (se măsoară cu manometrul M_2) variază în funcţie de valoarea distanţei z dintre suprafaţa frontală a duzei f_2 şi suprafaţa S a piesei care se măsoară.

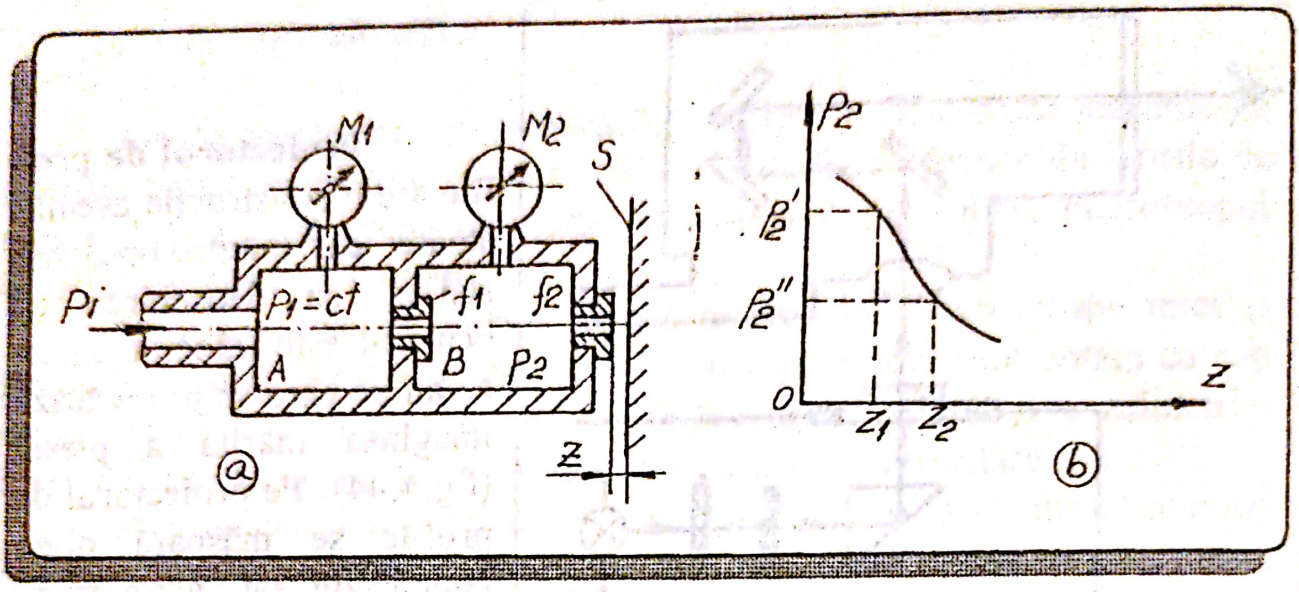


Fig.4.45. Principiul metodelor de măsurare prin variaţia presiunii:
a - schemă de principiu;
b - caracteristica presiune-interstiţiu de măsurare

Procedeele de măsurare bazate pe variaţia presiunii se împart în: procedee de măsurare a presiunilor joase, a presiunilor înalte, a presiunilor joase-înalte, a diferenţei de presiune (diferenţiale) şi de măsurare a presiunii prin comparare.

Prezentăm în continuare, câteva exemple.

Aparatul pneumatic cu manometru cu apă (fig.4.46) este un aparat cu presiune joasă, pe al cărui principiu au fost realizate aparatele Solex şi Aeromess.

Aerul comprimat intră în tubul 2 scufundat în rezervorul cu apă 1, care comunică cu tubul manometric 4. Tuburile 2 şi 4 comunică, în acelaşi timp, cu camera 3, în care presiunea variază în funcţie de interstiţiul de măsurare z. Variaţia presiunii în camera 3 determină variaţia înălţimii coloanei de apă din tubul manometric 4 şi deci, presiunea din camera 3 respectiv abaterea dimensiunii măsurate, este apreciată după diferenţa h dintre nivelul apei în rezervorul 1 şi din tubul 4. Scara gradată se trasează chiar pe tubul 4 sau pe o placă montată lângă tub.

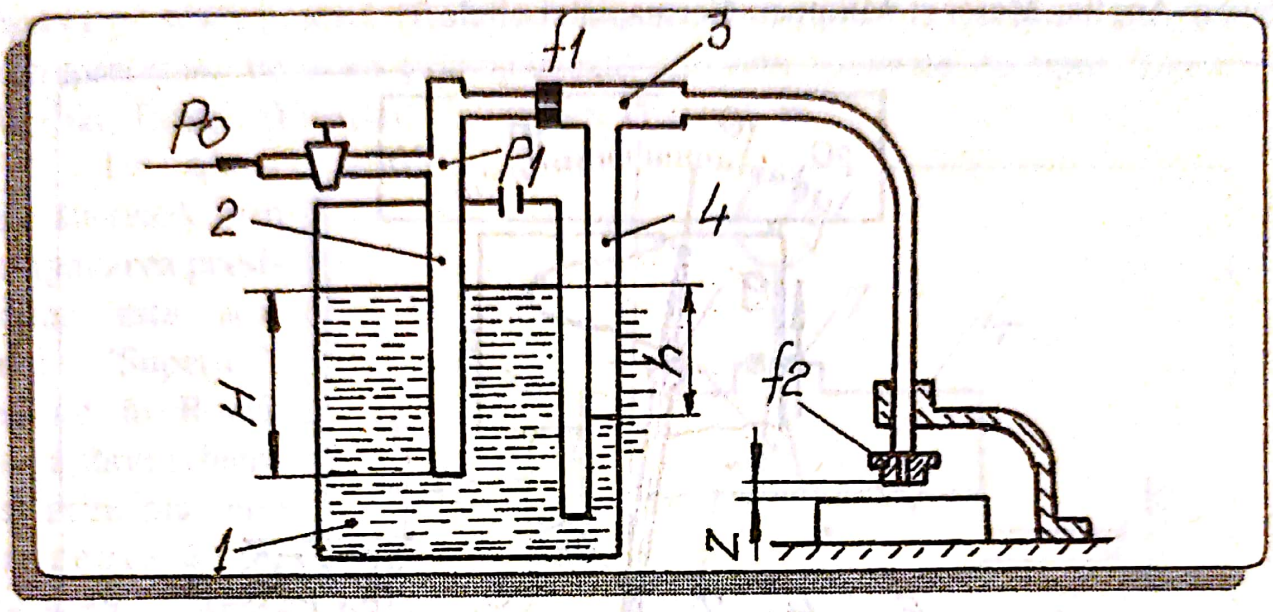


Fig.4.46. Aparat pneumatic cu manometru cu apă

În fig.4.47 este prezentată schema de principiu a unui **aparat de măsurare pneumatic care lucrează cu presiuni înalte** (3 … 6 daN/cm^2). El este alcătuit din filtrul 1, regulatorul de presiune 2, manometrul 3, diafragma 4 cu ajustajul de intrare în camera de presiune variabilă, manometrul cu tub Bourdon 6, ajustajul de preaplin cu acul de reglare 7 şi ajustajul de ieşire 5.

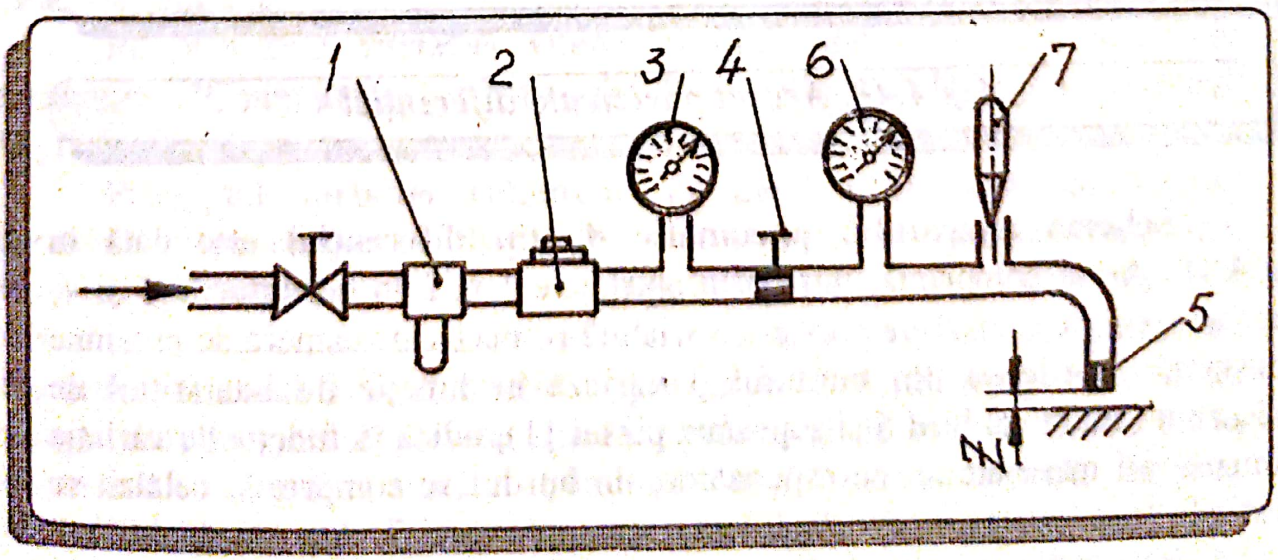


Fig.4.47. Aparat pneumatic cu presiune înaltă

Scanned with OKEN Scanner

Pe acest principiu sunt realizate aparatele construite de firmele Mercer-Anglia, Massi şi Milipneu-Germania şi altele.

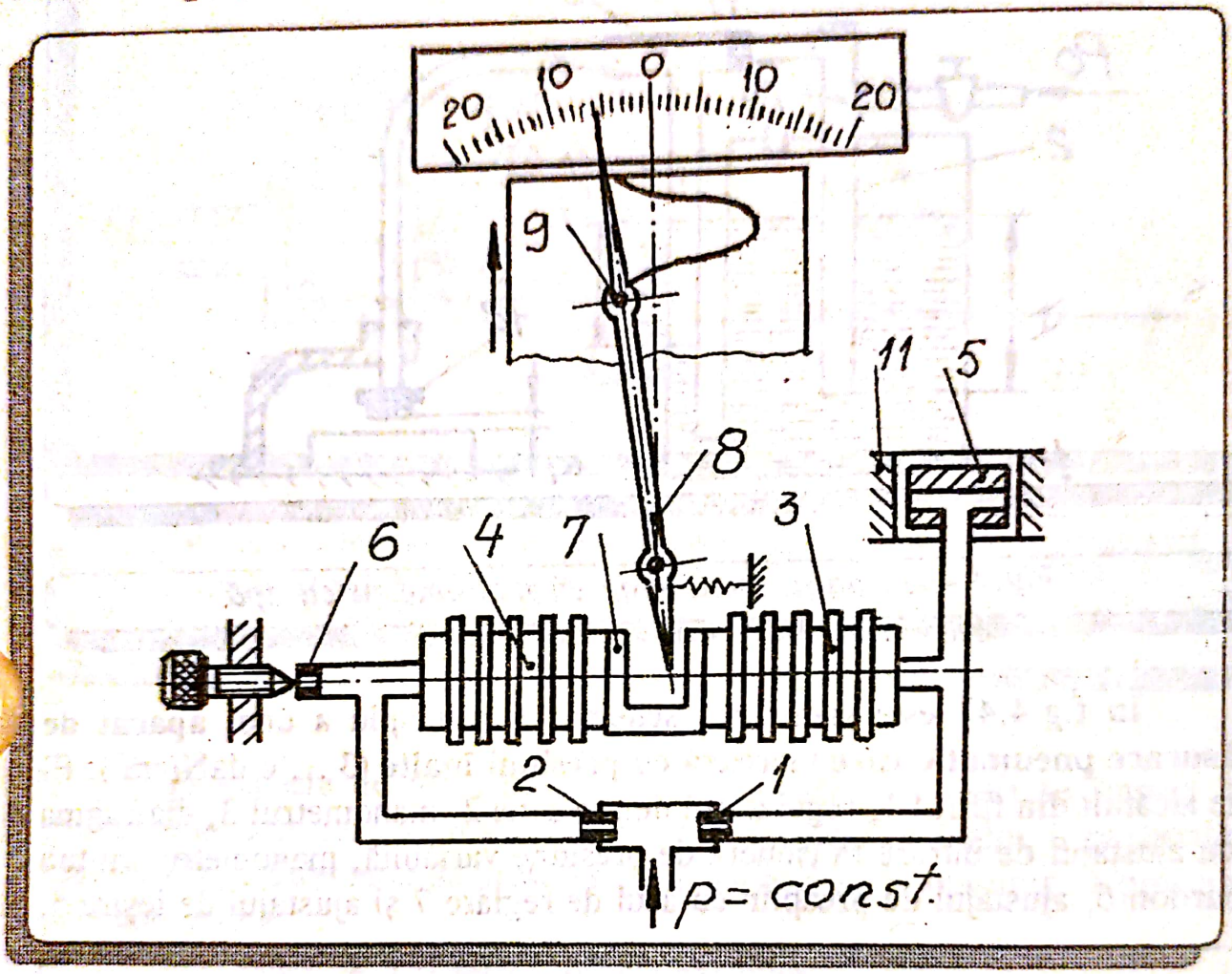


Fig.4.48. Aparat pneumatic diferenţial

Schema aparatului pneumatic de tip diferenţial este dată în fig.4.48. Aerul comprimat intră prin ajustajele 1 şi 2 in burdufurile 3 şi 4, care au rolul de cameră de presiune variabilă respectiv de cameră de presiune constantă. Presiunea din burduful 3 variază în funcţie de interstiţiul de măsurare (dintre calibrul 5 şi suprafaţa piesei 11), adică în funcţie de variaţia dimensiunii măsurate şi, corespunzător, un burduf se comprimă, celălalt se destinde (sau invers), provocând deplasarea potcoavei 7. Aceasta deplasează acul indicator 8 cu peniţa de înregistrare 9, variaţia dimensiunii putându-se

Scanned with OKEN Scanner

observa pe scara gradată 10 sau pe diagrama înregistrată. Ajutajul 6 este de contrapresiune. Pe acest principiu sunt realizate aparatele de tipul Sigma (Anglia), Etamic (Elveţia), Deltametru (Suedia), etc.

Un aparat care lucrează prin **compararea presiunilor** este aparatul "Superjet", realizat în România, a cărui schemă de principiu este prezentată în fig.4.49. Aerul comprimat trece prin ajutajele 1 şi 2 în camerele de măsurare 3 şi de compensare 4. Presiunea în camera de măsurare variază în funcţie de mărimea interstiţiului de măsurare z. Diferenţa dintre presiunile în camerele 3 şi 4 determină deplasarea membranei elastice 5, deplasarea cuiului 6 acţionează supapa duzei de compensare 7 si tija comparatorului cu cadran 8 etalonat în unităţi de lungime.

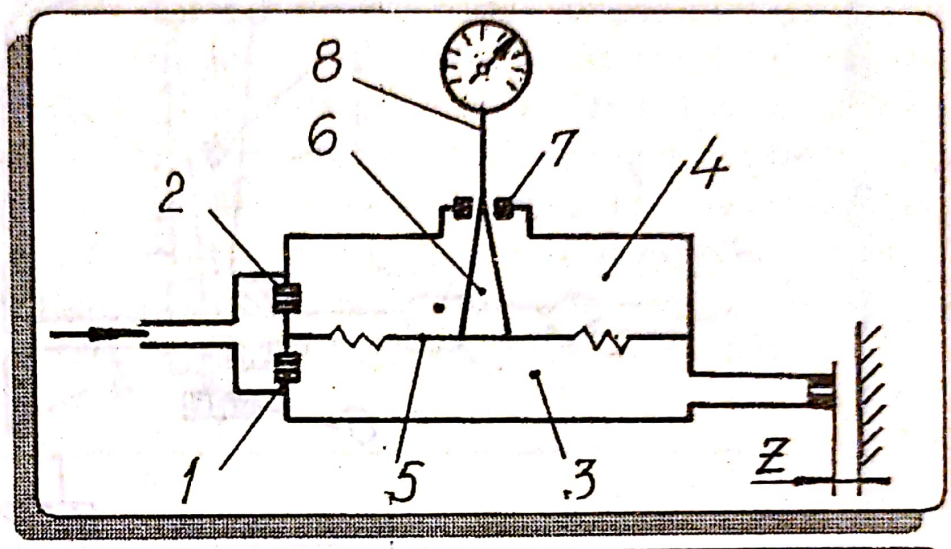


Fig.4.49. Aparatul pneumatic "Superjet"

Pe principiul **variaţiei vitezei aerului** sunt construite aparatele pneumatice "Comparaitor" (firma Taft-Peirce-SUA), "Balometru-Sigma" (Anglia), etc.

Principiul **variaţiei volumului de aer** stă la baza construcţiei aparatelor cu rotametru sau flotor (fig.4.50). Aerul comprimat trece prin filtrul 1, regulatorul de presiune 2 şi ajunge în tubul conic de sticlă 3, de unde trece în atmosferă prin duza de măsurare 4. În funcţie de interstiţiul de năsurare z, flotorul 5 se stabileşte în poziţia în care presiunea aerului de deasupra lui, în tubul 3, devine egală cu presiunea de sub el. Abaterile la dimensiune se citesc pe scara 8. Şuruburile 6 şi 7 servesc pentru reglarea presiunii în aparat.

Pe acest principiu au fost realizate diferite aparate de către firmele Somet, Precisionaire, Kalibr şi altele.

Scanned with OKEN Scanner

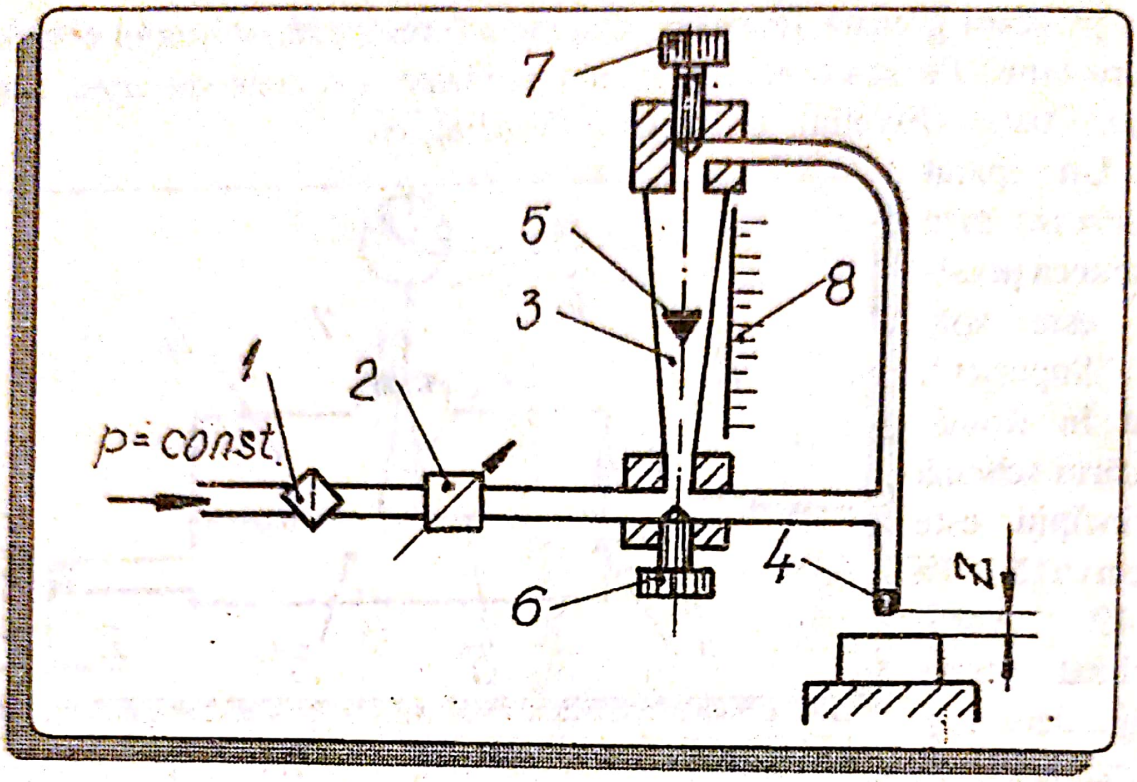


Fig.4.50. Aparat pneumatic cu rotametru

2.1.13. Aparate electrice

Măsurarea mărimilor neelectrice prin metode electrice se foloseşte pe scară largă datorită unor avantaje ca: posibilitatea măsurării de la distanţă, continuitatea măsurării şi înregistrării, sensibilitate şi precizie ridicată, gamă largă de măsurare, posibilitatea automatizării procesului de măsurare.

După fenomenul electric care stă la baza construcţiei lor, aparatele electrice pot fi: cu contacte electrice, inductive, capacitive, fotoelectrice, rezistive, piezoelectrice, electronice, cu radiaţii radioactive. Prezentăm mai jos câteva din cele mai folosite construcţii.

Aparatele cu contacte electrice pot fi cu unul, două sau mai multe contacte. Ele se utilizează, de obicei, ca traductoare limitative pentru a se

stabili dacă piesele au sau nu abateri efective între abaterile limită prescrise. În fig.4.51 este prezentată schema de principiu a unui traductor electric cu două contacte. În funcţie de dimensiunea piesei 9, deplasarea tijei de măsurare 1 se transmite la pârghia 2 care prezintă la partea superioară două contacte. Dacă abaterile efective ale piesei sunt între limitele prescrise, contactele pârghiei nu ating nici unul din contactele 5 şi 6. Când abaterea efectivă a piesei este mai mică decât abaterea minimă prescrisă sau mai mare decât cea limită maximă prescrisă, se închide contactul 5 respectiv 6 şi se aprinde lampa L_1 sau L_2. Şuruburile 8 servesc pentru reglarea distanţei dintre contactele 6 şi 7 corespunzător abaterilor limită, arcul 3 crează forţa de măsurare, arcul 4 asigură contactul permanent dintre pârghia 2 şi tija de măsurare.

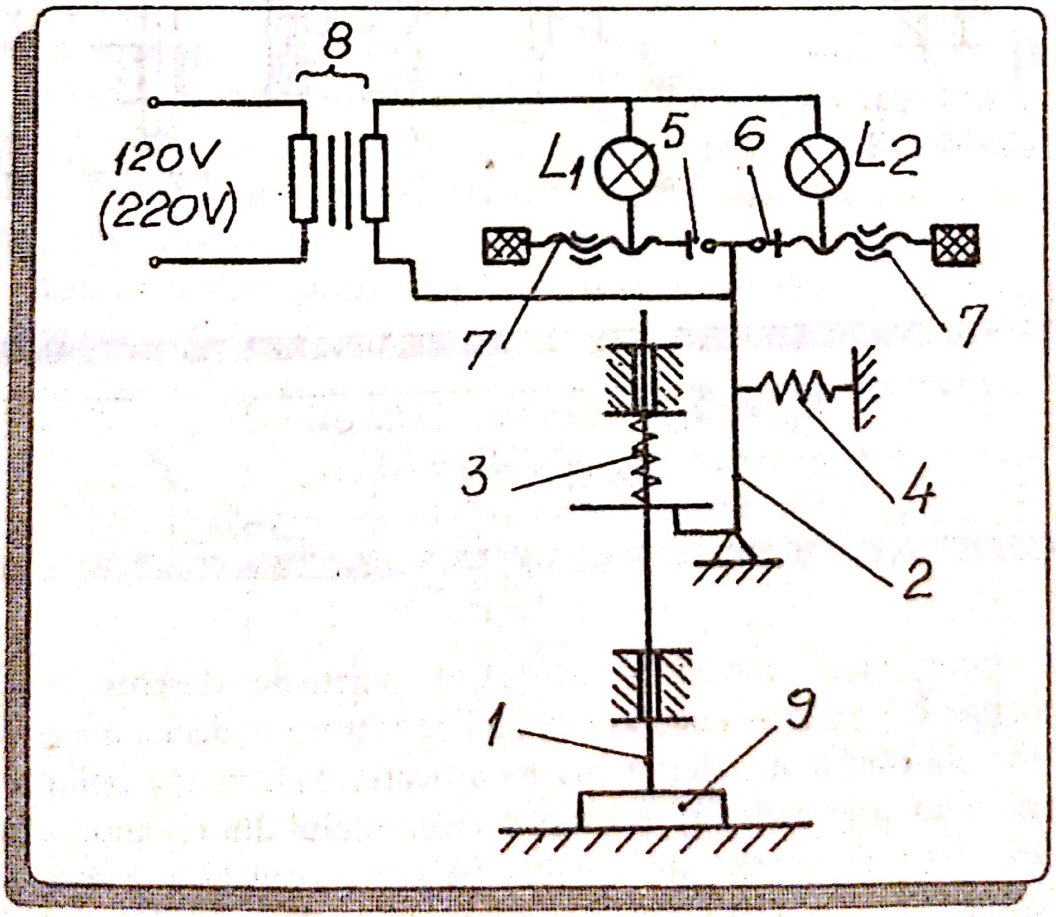


Fig.4.51. Traductoare cu două contacte electrice

Aparatele (traductoarele) inductive pot fi: cu circuit magnetic deschis, diferenţiale, şi altele. În fig.4.52. a este prezentat un traductor cu circuit magnetic deschis, iar in fig.4.52. b, un traductor de tip diferenţial.

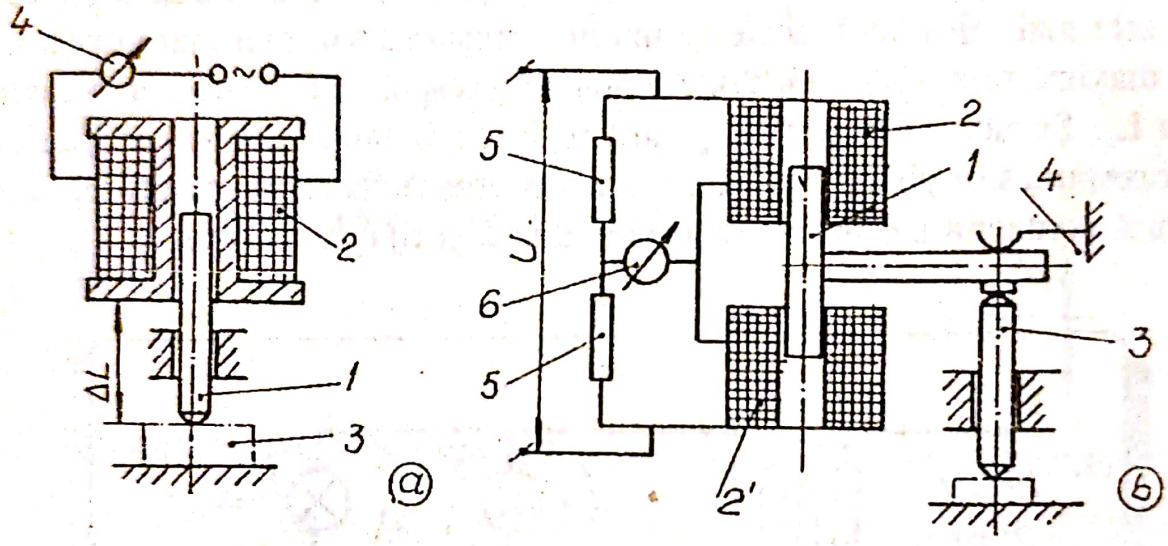


Fig.4.52. Traductoare inductive:
a - cu circuit magnetic deschis;
b - diferenţial

În cazul unui traductor cu circuit magnetic deschis, variaţia dimensiunii piesei 3 provoacă deplasarea tijei de măsurare, deci a miezului de fier şi acesta, la rândul lui, determină modificarea inductanţei bobinei 2 a electromagnetului şi ca urmare, modificarea curentului din circuitul electric de măsurare. Valorile abaterilor se citesc pe scara gradată a aparatului 4, etalonat în μm.

Scanned with OKEN Scanner

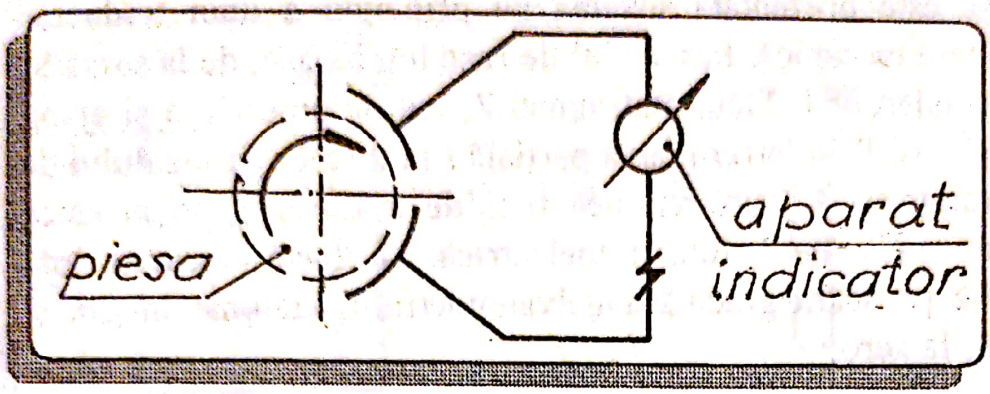


Fig.4.53. Traductor capacitiv

În cazul traductorului inductiv diferenţial, la deplasarea tijei de măsurare 3 se deplasează miezul 1 în electromagneţii 2 şi 2', ca urmare, se dezechilibrează puntea electrică (care mai conţine rezistenţele 5) şi aparatul indicator 6 (etalonat în μm) arată abateri pozitive sau negative. Arcul plan 4 asigură forţa de măsurare.

Aparatele (traductoarele) capacitive (fig.4.53) funcţionează pe baza variaţiei capacităţii unui condensator în funcţie de variaţia dimensiunii piesei controlate. Variaţia capacităţii se citeşte pe scara gradată a unui aparat electric indicator, gradat în μm.

Aparatele (traductoarele) fotoelectrice pot fi cu palpare mecanică sau cu palpare optică.

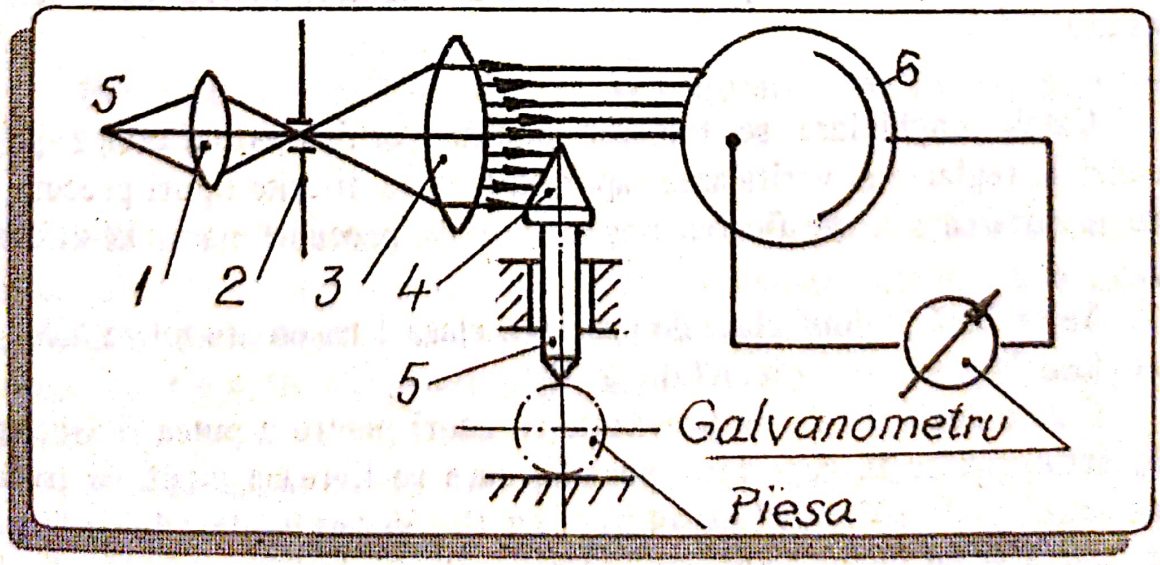


Fig.4.54. Traductor fotoelectric cu palpare mecanică

În fig.4.54 este prezentată schema de principiu a unui traductor fotoelectric cu palpare mecanică. Fasciculul de raze luminoase, de la sursa S, trece prin lentila condensor l, fanta diafragmei 2, lentila obiectiv 3 şi ajung la celula fotoelectrică 6. Prin întreruperea parţială sau totală a fasciculului de raze de către obturatorul 4 (sub acţiunea tijei de măsurare), se produce variaţia curentului emis de celula fotoelectrică. Această variaţie este înregistrată şi citită pe scara gradată a galvanometrului etalonat în μm şi reglat, în prealabil, la zero.

2.2. *Mijloace universale pentru măsurarea unghiurilor*

Mijloacele universale pentru măsurarea unghiurilor se împart în: măsuri unghiulare (cale unghiulare, echere, şabloane unghiulare etc.), raportoare mecanice sau optice, capete şi mese divizoare, diferite tipuri de nivele şi microscoape de măsurare.

Calele unghiulare (fig.4.55) sunt măsuri unghiulare cu valoare fixă, care au forma unor plăci prismatice având unghiuri active între laturi învecinate.

Calele unghiulare se folosesc pentru verificarea echerelor şi a şabloanelor, reglarea şi verificarea raportoarelor de diferite tipuri precum şi pentru măsurarea sau verificarea unghiurilor de precizie mare, la diferite piese.

Se execută în două clase de precizie: clasa 1 cu eroare tolerată de $\pm$ 10" şi clasa 2 cu eroarea tolerată de $\pm$ 30".

Calele unghiulare sunt prevăzute cu găuri pentru a putea fi asociate în blocuri şi prinse în suporturi speciale, care se livrează odată cu trusa. Pentru unghiuri de 10°...79° există truse cu 19, 36 sau 94 de cale cu formă triunghiulară şi un unghi activ, iar pentru unghiuri de 80°...100°, cale de forma unui patrulater cu patru unghiuri active.

Scanned with OKEN Scanner

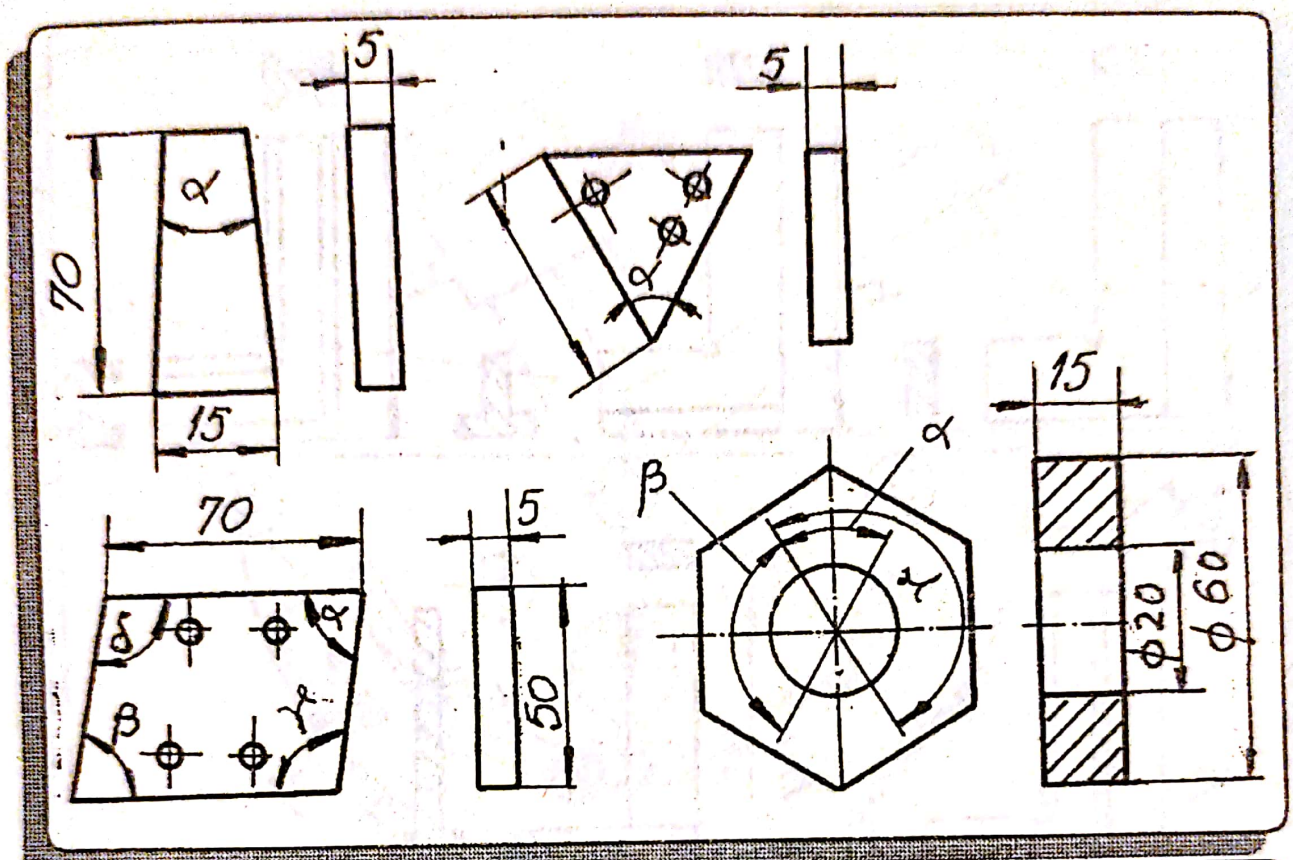


Fig.4.55. Cale unghiulare

Echerele sunt mijloace utilizate la măsurarea, verificarea şi trasarea unghiurilor exterioare şi interioare.

Ele au două unghiuri de 45°, 60°, 90° sau 120°. Cel mai des, sunt folosite echerele cu unghiuri active de 90°, care se execută în patru clase de precizie şi în patru tipuri constructive: normale simple şi cu talpă (fig.4.56. a); profilate (fig.4.56. b); pentru suprafeţe plane (fig.4.56. c) şi cu bază lată (fig.4.56. d).

În combinaţie cu alte aparate de măsurat, echerele pot fi utilizate şi pentru controlul paralelismului şi perpendicularităţii unor suprafeţe plane precise precum şi pentru executarea unor operaţii de ajustare mai pretenţioase.

Scanned with OKEN Scanner

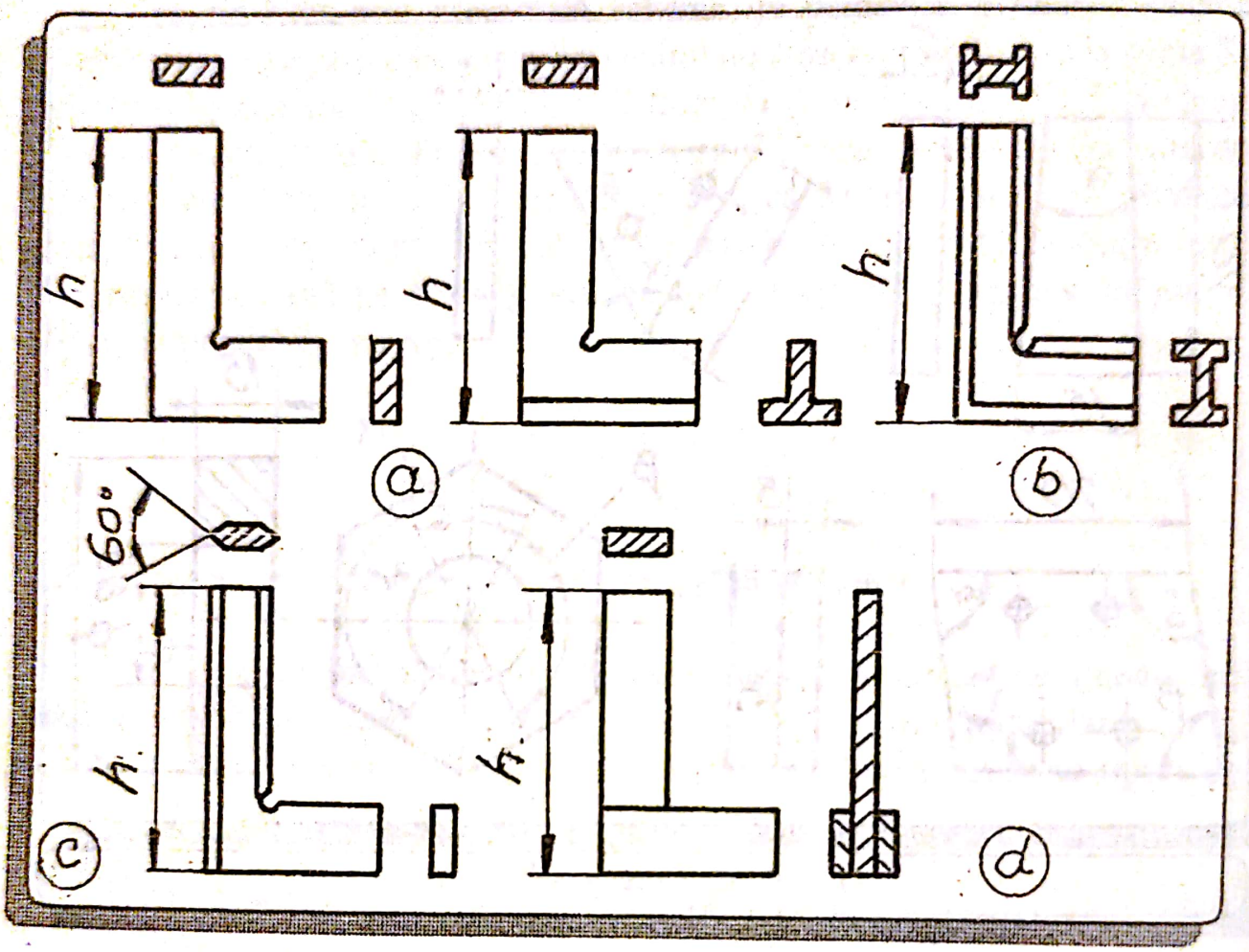


Fig.4.56. Echere:
a - normale simple şi cu talpă; b - profilate;
c - pentru suprafeţe plane; d - cu bază lată

Raportoarele sunt mijloace pentru măsurarea unghiurilor în grade sexazecimale (fără sau cu fracţiuni de grad). După construcţie, ele pot fi: mecanice simple, mecanice cu vernier, universale, optice şi altele.

Raportoarele cu vernier pot controla unghiuri în intervalul 0°-180° sau 0°-360°.

Scanned with OKEN Scanner

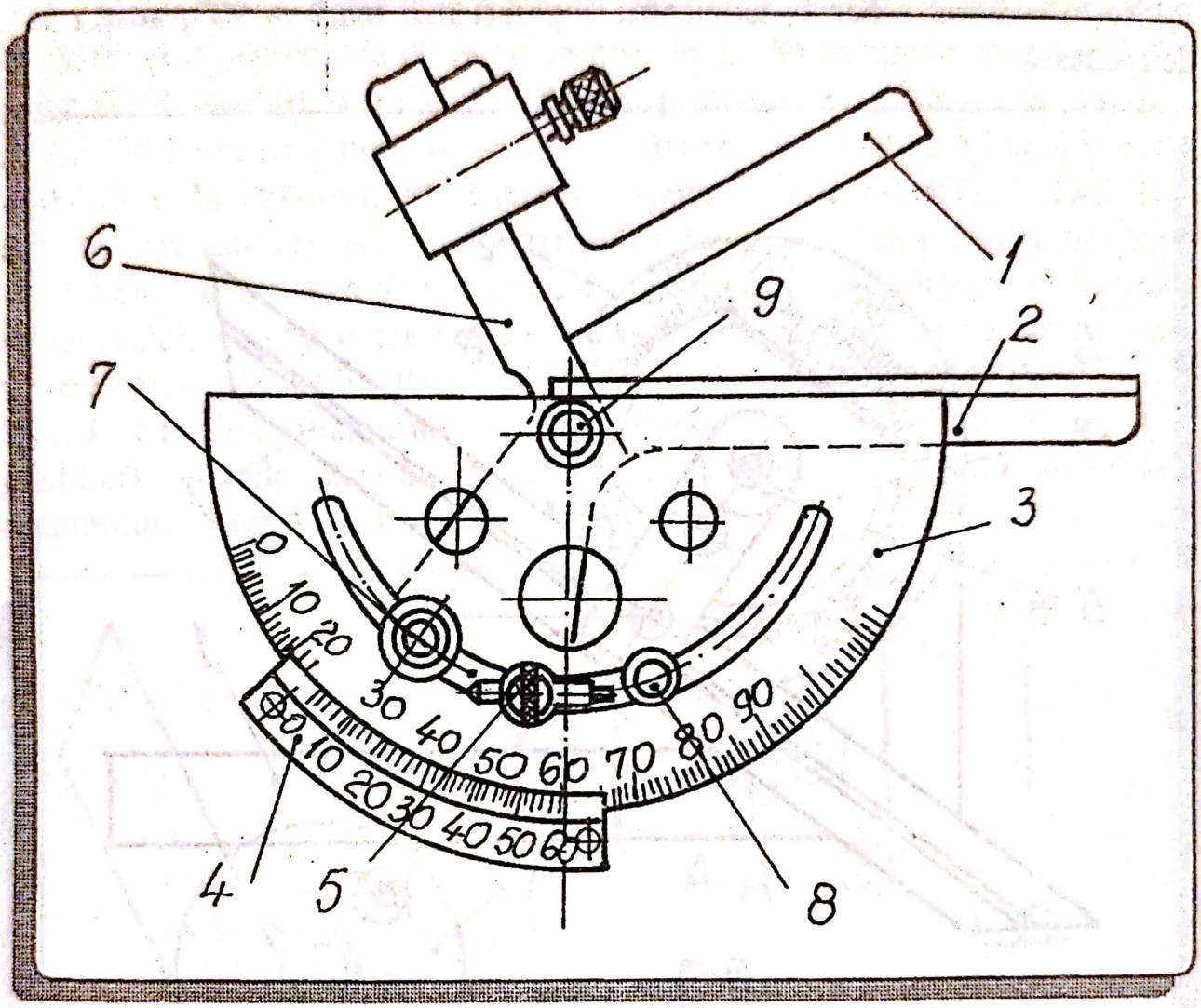


Fig.4.57. Raportor cu vernier

În fig.4.57, este prezentată schema unui raportor cu vernier pentru măsurarea unghiurilor între 0° şi 180°, care este alcătuit din următoarele elemente: semidiscul 3 cu scara ungiulară având limitele 0°....90° şi valoarea diviziunii de 1°; rigla 2 fixată de semidisc; rigla 3, care se poate roti în jurul axului 9 şi este solidară cu vernierul 4; şi cursorul-echer 1. Surubul micrometric 5 serveşte pentru reglarea fină a vernierului, şurubul 7, pentru blocarea riglei 6, iar şurubul 8,pentru blocarea vernierului. Valoarea diviziunii vernierului poate fi de 2' sau 5', iar citirea se face la fel ca la instrumentele cu vernier liniar. Pentru măsurarea unghiurilor cuprinse între 0° şi 90° se

foloseşte cursorul echer 1, iar pentru unghiuri mai mari ca 90°, acesta se demontează.

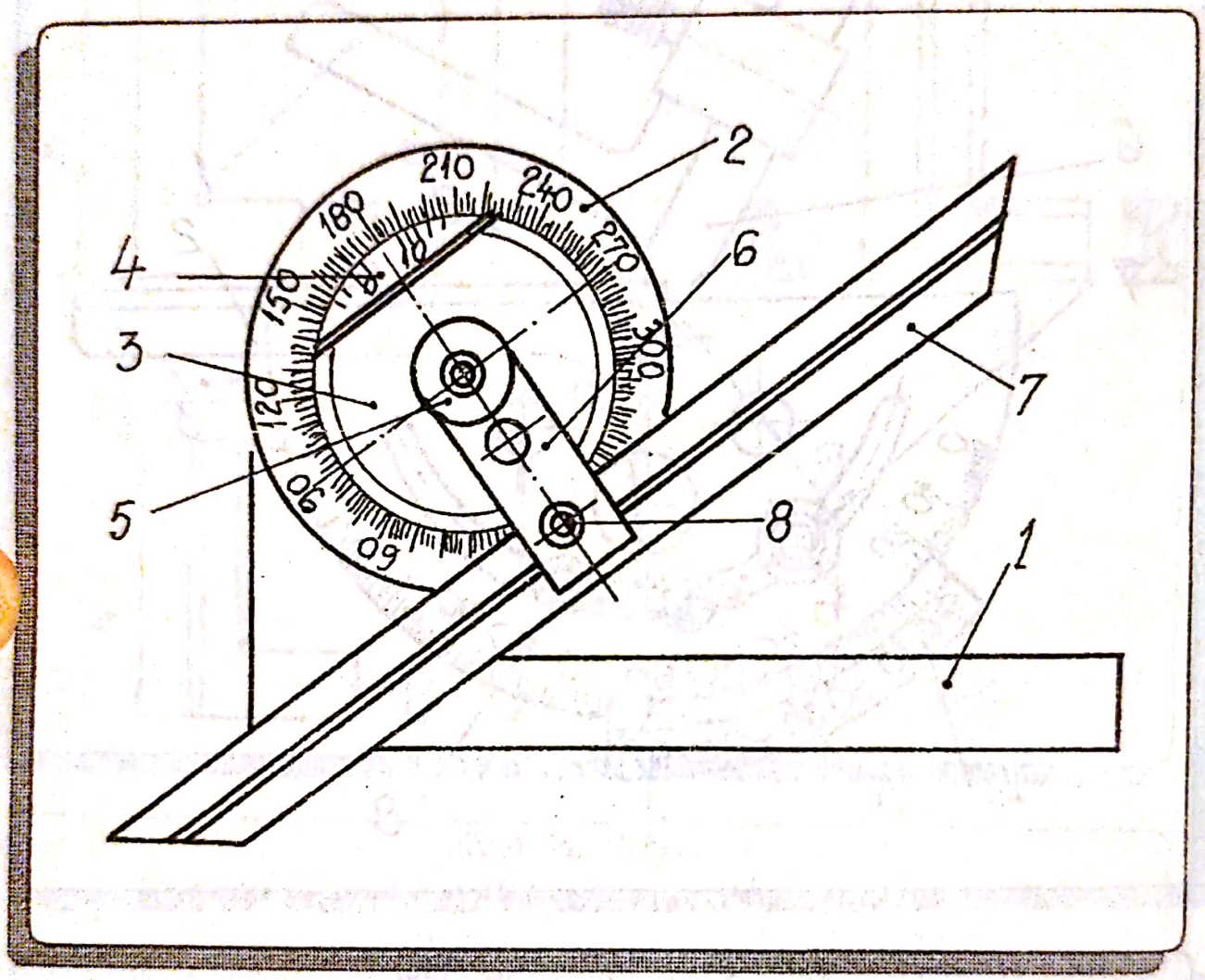


Fig.4.58. Raportor universal

Raportorul universal (fig.4.58) are domeniul de măsurare între 0° şi 360° şi este prevăzut cu un vernier circular cu precizia de 2'. El se compune din rigla 1 montată pe scara gradată circulară 2. În interiorul scării gradate, se roteşte discul 3 pe care este fixat vernierul 4. Discul 3 se roteşte în jurul unui ax, putând fi blocat cu ajutorul piuliţei 5. Pe discul 3 este montat suportul 6 în interiorul căruia culisează rigla 7, care poate fi blocată în poziţia de măsurare cu ajutorul şurubului 8. Măsurarea se face între rigla fixă 1 şi cea mobilă 7.

Scanned with OKEN Scanner

Raportorul optic (fig.4.59. a) are un domeniu de măsurare de 0°...360° şi o precizie de citire pe vernier de 5'. Se compune din corpul 1 format din două părţi: una fixă care face corp comun cu rigla 2 şi una mobilă care se roteşte în jurul unui ax, de care se fixează rigla mobilă 4, cu ajutorul şurubului 3. În interiorul părţii fixe a corpului 1, este montată o placă de sticlă pe care este gravată o scară gradată formată din patru porţiuni de câte 90° fiecare, cu valoarea diviziunii de 1°. Pe discul mobil, în câmpul vizual al ocularului, se află o plăcuţă de sticlă pe care este gravat vernierul, cu valoarea diviziunii de 5'. Pârghia 6 are rolul de fixare a discului mobil şi a riglei 4, în poziţia de măsurare. Citirea unghiului dintre rigle se face prin lupa (ocularul) 5, unde imaginea scării gradate se suprapune peste imaginea vernierului. În fig.4.59. b se poate citi: 66°40'.

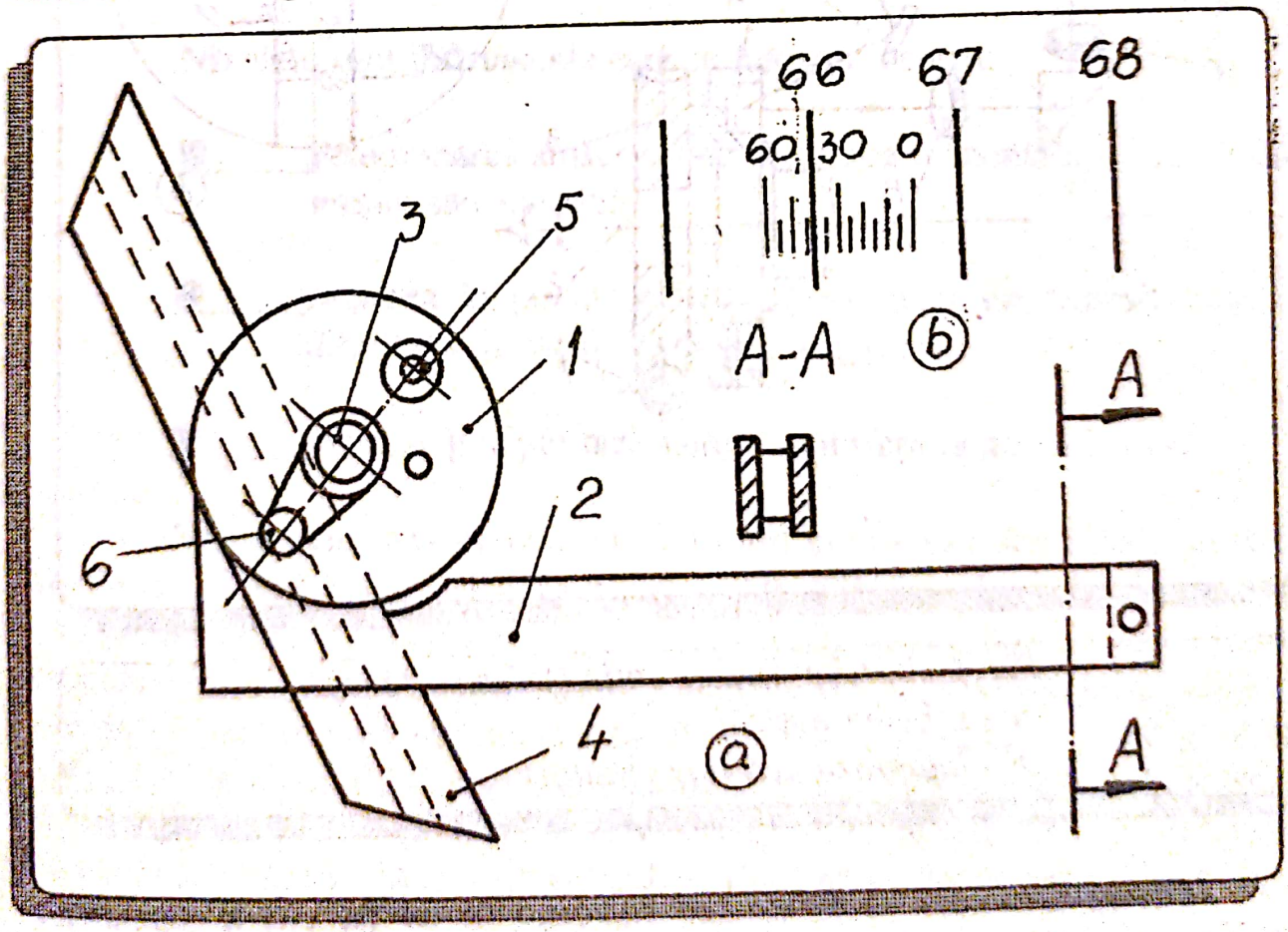


Fig.4.59. Raportor optic

Capul divizor optic este destinat pentru măsurări unghiulare sau pentru realizarea divizării în procesele de prelucrare a pieselor.

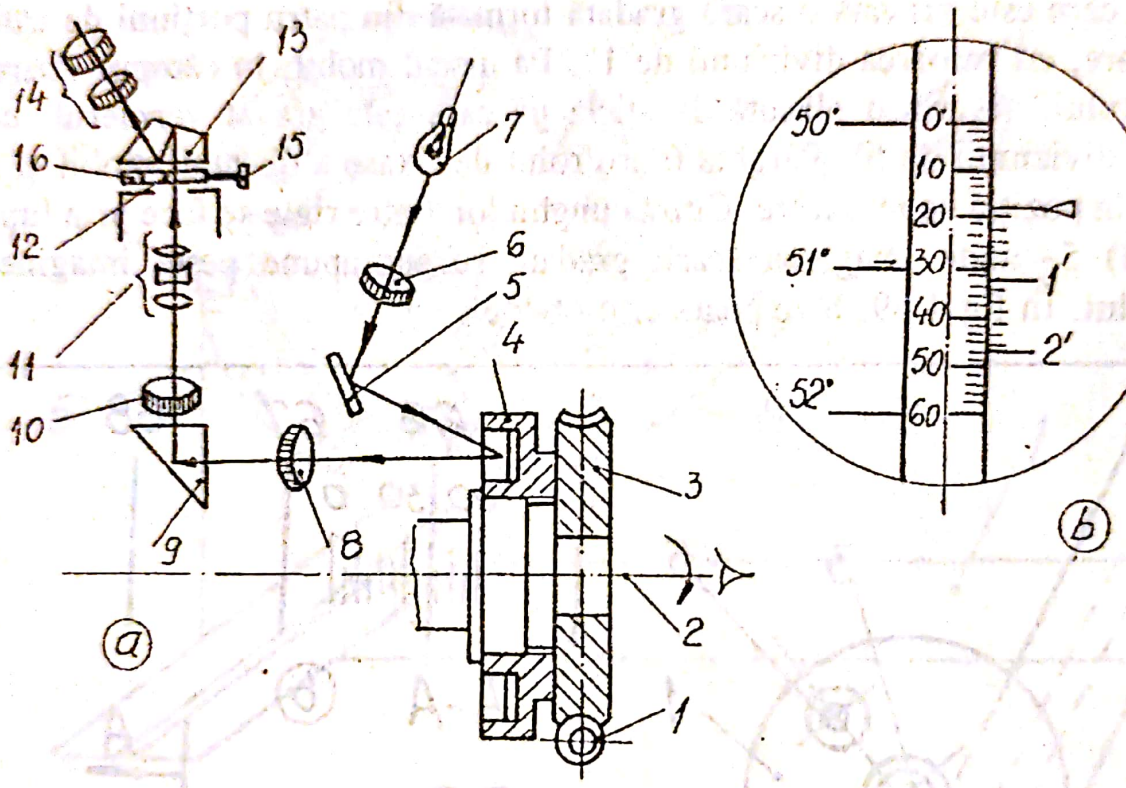


Fig.4.60. Cap divizor optic (C.Zeiss-Jena):
a - schema optică;
b - imaginea scărilor gradate

Partea mecanică este realizată aproape la fel cu cea a capetelor divizoare mecanice folosite curent, în atelierele mecanice, pentru împărţirea pe circumferinţă. Astfel, axul 2 al capului divizor este rotit, manual, prin angrenajul format din şurubul melc 1 şi roata melcată 3, montată pe ax. Pe

acesta, alături de roata melcată 3, se află un suport cu discul de sticlă 4 grad pe domeniul 0-360° cu diviziuni de 1°. Lumina de la lampa 7 este concentrat de către lentila condensoare 6 şi este trimisă, de oglinda 5, pe discul 4 Deoarece baza acestuia este argintată, lumina este reflectată şi prin lentila 8 prisma 9, lentila 10, obiectivul 11 şi prisma 13, imaginea unei părţi din scar circulară a gradelor este adusă în ocularul 14. Sub prisma 13, se află placa d sticlă 12, pe care este gravată scara minutelor (0-60' cu valoarea diviziuni d 10"). Pe placa 12, în dreptul diviziunii 30" (fig.4.50. b) se află un repe format din două liniuţe paralele.

Reglarea scării minutelor se face cu şurubul micrometric 13. În ocularul 14, se observă imaginile scării minutelor şi a vernierului suprapuse peste imaginea scării circulare a gradelor (fig.4.60. b).

Nivelele sunt instrumente care se folosesc pentru:

- determinarea abaterilor de la poziţia orizontală a unor piese maşini sau aparate;
- reglarea în poziţie orizontală sau sub un anumit unghi a diferitelor piese şi organe de maşini;
- reglarea poziţiei mai multor suprafeţe la acelaşi nivel.

Nivela este constituită dintr-un suport şi una sau două fiole de sticlă de formă cilindrică sau torică, umplute cu eter etilic sau alcool în aşa fel,încât să rămână o bulă mică de aer saturat în vapori (fig.4.61). Poziţia bulei de aer, la partea superioară a tubului (fiolei) depinde de poziţia acestuia, adică de poziţia nivelei în care este montat tubul. Pe tub se trasează o scară gradată, valoarea diviziunii fiind egală cu unghiul φ (fig.4.62) cu care trebuie să se încline nivela, pentru ca bula de aer să se deplaseze cu o diviziune. În poziţia orizontală, bula se află la mijlocul scării. Dacă ea se deplasează, într-o parte sau alta, cu distanţa L (punctul cel mai înalt al bulei se deplasează, de exemplu din A în B), are loc relaţia:

$$L = R \cdot \varphi \quad [mm] \qquad (114)$$

în care R este raza de curbură a tubului în mm;

φ - unghiul la centru, egal cu unghiul de înclinare a nivelei corespunzător distanţei L, în radiani.

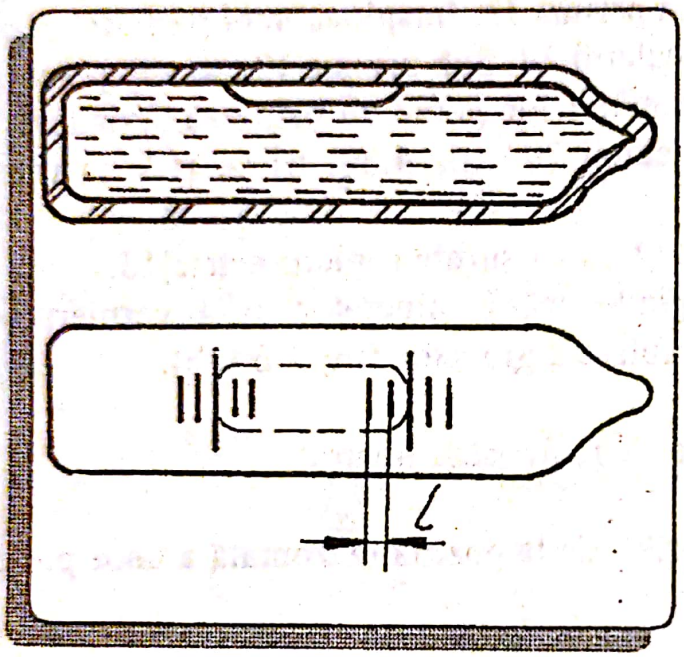


Fig.4.61. Fiolă cilindrică cu bulă de aer

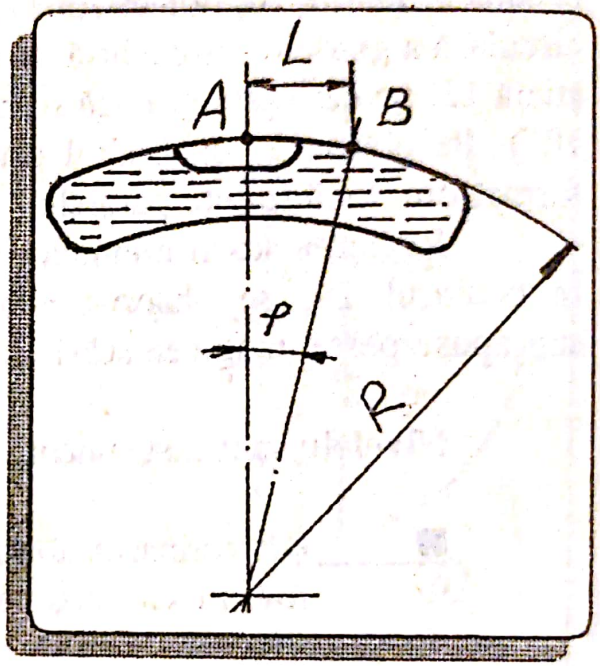


Fig.4.62. Principiul nivelei

Dacă diviziunea $l = 2\ mm$, valoarea diviunii c, va fi:

$$c = \frac{\varphi}{n} = \frac{l \cdot \varphi}{L} = \frac{2\varphi}{L} \quad [rad] \qquad (115)$$

unde n reprezintă numărul de diviziuni $\left(n = \frac{L}{l}\right)$.

Dacă φ se exprimă în grade, se obţine:

$$\varphi = \frac{1}{R} \quad [rad] \text{ şi } \varphi = 206{,}265 \cdot \frac{L}{R} \quad [secunde\ de\ arc]$$

iar

$$c = \frac{412{,}530}{R} \quad [\text{sec. } de \text{ arc}].$$

Valoarea diviziunii se exprimă, de obicei, în mm/m, care indică înclinarea suprafeţei în mm pe lungimea de 1000 mm, la deplasarea bulei cu o diviziune. De exemplu, un unghi de 2", corespunde unei indicaţii de 0,01 mm/1m.

Nivelele de precizie au raze R foarte mari, sunt şlefuite în interior şi deci, foarte scumpe. O nivelă cu valoarea diviziunii c = 0,04...0,01 mm/m are raza R = 50...200 m. Nivelele normale au c = 0,5...0,05 mm/m şi R = 5...40 m; nivelele cu c = 0,01...0,02 mm/m se folosesc în camere climaterice, cele cu c = 0,03...0,06 mm/m se folosesc la maşini-unelte.

După forma suportului în care se monteaza fiola şi a elementului indicator, nivelele pot fi: cilindrice, prismatice, cu echer, cu cadru, cu sector gradat, cu coincidenţă, cu microscop, electronice etc.

Din punctul de vedere al preciziei, se remarcă nivele cu coincidenţă, realizate de firmele Huet-Paris şi Carl Zeiss-Jena (fig.4.63), care permit citirea unghiurilor de 2", adică a unor înclinări de 0,01 mm/m. Nivela optică de coincidenţă Zeiss se compune din următoarele elemente: tubul 2 cu bule de aer, suportul 1, pârghia 4, sistemul de prisme 3, lupa 5, şurubul micrometric 8, butonul 7, scara gradată 6 cu valoarea diviziunii de 0,01 mm/m (~2") scara gradată 9 cu valoarea diviziunii de 1 mm/m (~3,4') şi lupa 10.

În poziţie perfect orizontală, scara gradată 6 (cu 100 de diviziuni) se află cu reperul zero în dreptul indicelui fix, iar pe scara gradată 9 (cu diviziuni de la 0 la 20), indicele mobil al pârghiei 4 se află în dreptul reperului cu valoarea 10.

Când nivela este aşezată pe o suprafaţă înclinată, bulele de aer se văd, prin lupa 5, decalate (fig.4.63. b). Rotind într-un sens sau altul butonul 7, se acţionează, prin şurubul micrometric 8, pârghia şi deci, poziţia tubului 2, până când bulele de aer ajung la coincidenţă. Valoarea înclinării se citeşte pe scara gradată 9 şi pe axa gradată 6.

Scanned with OKEN Scanner

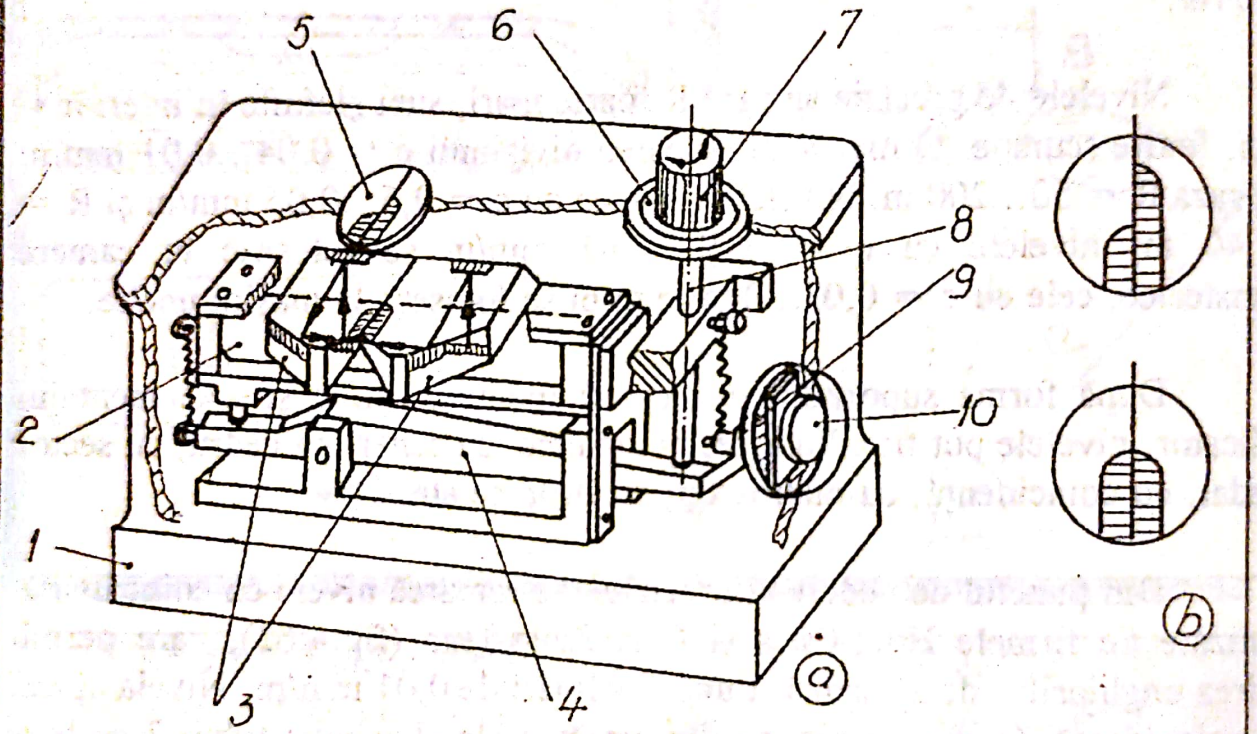


Fig.4.63. nivela optică de coincidenţă:
a - schemă constructivă;
b - poziţia bulelor de aer

Scanned with OKEN Scanner

TOLERANŢE ŞI CONTROLUL DIMENSIONAL A SUPRAFEŢELOR CILINDRICE NETEDE ŞI A SUPRAFEŢELOR PLANE

Capitolul V

1. Sistemul ISO de toleranţe şi ajustaje pentru dimensiuni liniare

Denumirea de ISO derivă din iniţialele denumirii în limba engleză a Organizaţiei Internaţionale de Standardizare (International Standardizing Organization).

În România, sistemul ISO a intrat în vigoare la 1 noiembrie 1969, fiind reglementat prin 11 standarde (STAS 8100-68... STAS 8110-68), elaborate pe baza Recomandării ISO/R286-62.

Începând cu 1 ianuarie 1988, sistemul ISO s-a modificat, fiind reglementat numai prin patru standarde şi anume:

- *STAS 8100/1-88.* Sistemul ISO de toleranţe şi ajustaje pentru dimensiuni liniare. Terminologie şi simboluri.
- *STAS 8100/2-88.* Sistemul ISO de toleranţe şi ajustaje pentru dimensiuni liniare. Toleranţe fundamentale şi abateri fundamentale pentru dimensiuni până la 3150 mm.
- *STAS 8100/3-88.* Sistemul ISO de toleranţe şi ajustaje pentru dimensiuni liniare. Clase de toleranţă de uz general pentru dimensiuni până la 3150 mm.
- *STAS 8100/4-88.* Sistemul ISO de toleranţe şi ajustaje pentru dimensiuni liniare. Selecţia de clase de toleranţe de uz general pentru dimensiuni până la 3150 mm.

Scanned with OKEN Scanner

1.1. Termeni specifici

Sistemul ISO de toleranţe şi ajustaje pentru dimensiuni liniare se referă la toleranţele pieselor netede şi la ajustajele care se formează prin asamblarea lor, aplicându-se pieselor cilindrice cu secţiune circulară şi pieselor cu alte secţiuni.

În continuare, se definesc câţiva termeni specifici, conform STAS 8100/1-88.

Abaterea fundamentală: abaterea limită superioară sau inferioară aleasă convenţional pentru definirea poziţiei câmpului de toleranţă în raport cu linia zero.

Linia zero: dreapta care, în reprezentarea grafică a tolerantelor si ajustajelor, corespunde dimensiunii nominale, faţă de care sunt reprezentate abaterile.

Poate fi, prin convenţie, trasată orizontal sau vertical.

Toleranţa fundamentală (IT): orice toleranţă stabilită în cadrul sistemului de tolerante si ajustaje.

Treapta de toleranţă: mulţimea toleranţelor considerate ca fiind corespunzătoare aceluiaşi grad de precizie, pentru toate dimensiunile nominale. Ex. IT7, IT9.

Câmp de toleranţă: în reprezentarea grafică a toleranţelor, este zona cuprinsă între cele două linii reprezentând dimensiunile maximă şi minimă, definită prin mărimea toleranţei şi poziţia în raport cu linia zero.

Clasa de toleranţă: termen care caracterizează ansamblul format dintr-o abatere fundamentală şi o treaptă de toleranţe. Ex. h9, D13.

Factor de toleranţă (I,i) (unitate de toleranţă): factor funcţie de dimensiunea nominală care serveşte la determinarea toleranţelor fundamentale.

Sistem de toleranţe: ansamblu de toleranţe şi abateri limită standardizate.

Sistem de ajustaje: ansamblu sistematic de ajustaje între arbori şi alezaje aparţinând unui sistem de toleranţe.

O clasă de toleranţe se simbolizează prin litera sau literele care reprezintă abaterea fundamentală urmată de numărul care reprezintă treapta de toleranţe standardizate. Ex. h9, D13.

Scanned with OKEN Scanner

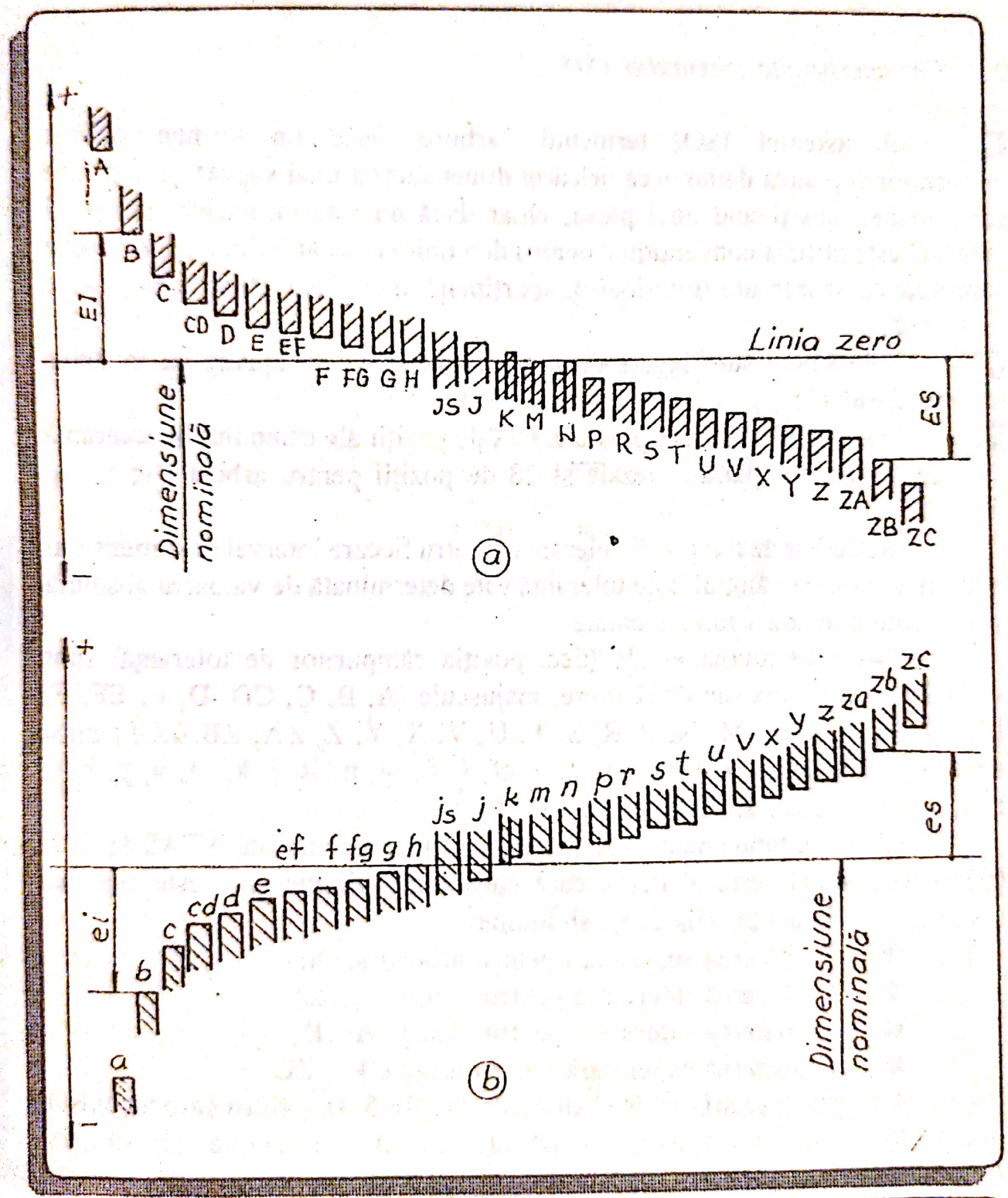


Fig.5.1. Poziţia câmpurilor de toleranţă (STAS 8100/1 - 88): a - alezaje; b - arbori

Scanned with OKEN Scanner

1.2. Caracteristicile sistemului ISO

În sistemul ISO, termenul "arbore" este un termen utilizat convenţional pentru denumirea oricărei dimensiuni a unei suprafeţe cuprinse (exterioare), aparţinând unei piese, chiar dacă nu este cilindrică; termenul "alezaj" este utilizat convenţional pentru denumirea oricărei dimensiuni a unei suprafeţe cuprinzătoare (interioare), aparţinând unei piese, chiar dacă nu este cilindrică.

Toleranţele sunt legate de dimensiune şi nu de ajustaj ca în unele sisteme naţionale.

În sistemul ISO sunt prevăzute 28 de poziţii ale câmpului de toleranţă faţă de linia zero, pentru alezaje şi 28 de poziţii pentru arbori (fig.5.1 şi fig.5.2).

Indiferent de treapta de toleranţă, pentru fiecare interval de dimensiuni nominale, poziţia câmpului de toleranţă este determinată de valoarea absolută şi de semnul abaterii fundamentale.

Abaterile fundamentale (deci poziţia câmpurilor de toleranţă) sunt simbolizate prin una sau două litere, majuscule (A, B, C, CD, D, E, EF, F, FG, G, H, JS, J, K, M, N, P, R, S, T, U, V, X, Y, Z, ZA, ZB, ZC) pentru alezaje şi minuscule (a, b, c, cd, d, e, ef, f, fg, g, h, js, j, k, m, n, p, r, s, t, u, v, x, y, z, za, zb, zc) pentru arbori.

Abaterea fundamentală se calculează cu relaţii stabilite (STAS 8100/2-88) şi în general, este abaterea care corespunde limitei care este cea mai apropiată de linia zero (fig.5.3), şi anume:

- abaterea superioară pentru arborii a...h;
- abaterea inferioară pentru arborii k...zc;
- abaterea inferioară pentru alezaje A...H;
- abaterea superioară pentru alezaje K...ZC.

Excepţie, fac arborii js şi alezajele JS (fig.5.4), pentru care nu există, practic, o abatere fundamentală, întrucât, câmpul de toleranţă este simetric faţă de linia zero. Abaterile limită se calculează cu relaţiile:

$$e_s = e_i = \frac{IT}{2}; \quad E_s = E_i = \frac{IT}{2}.$$

Scanned with OKEN Scanner

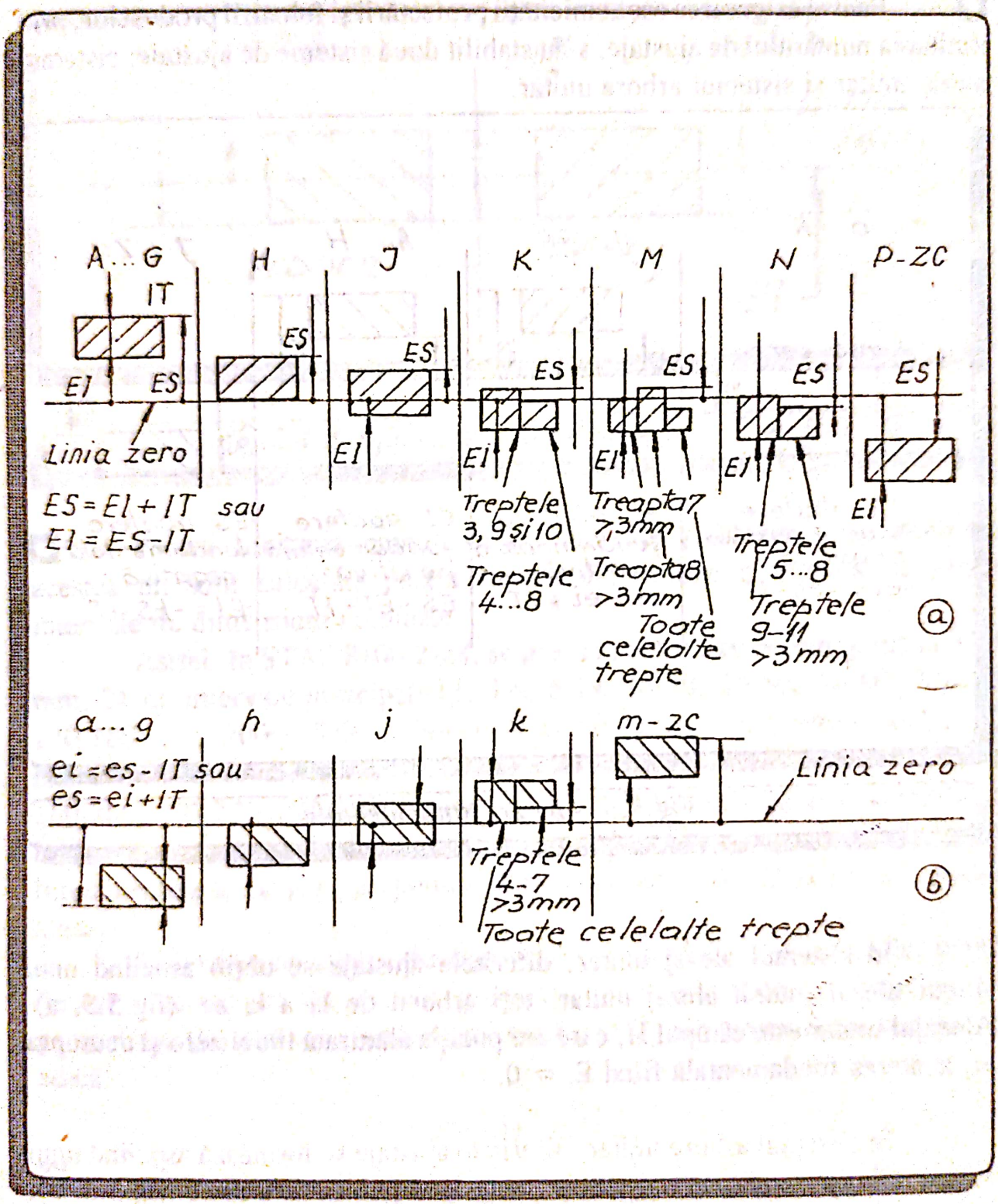


Fig.5.2. Abateri;
a - alezaje; b - arbori

Scanned with OKEN Scanner

Pentru asigurarea economicităţii proiectării şi folosirii produselor, prin limitarea numărului de ajustaje, s-au stabilit două sisteme de ajustaje: sistemul alezaj unitar şi sistemul arbore unitar.

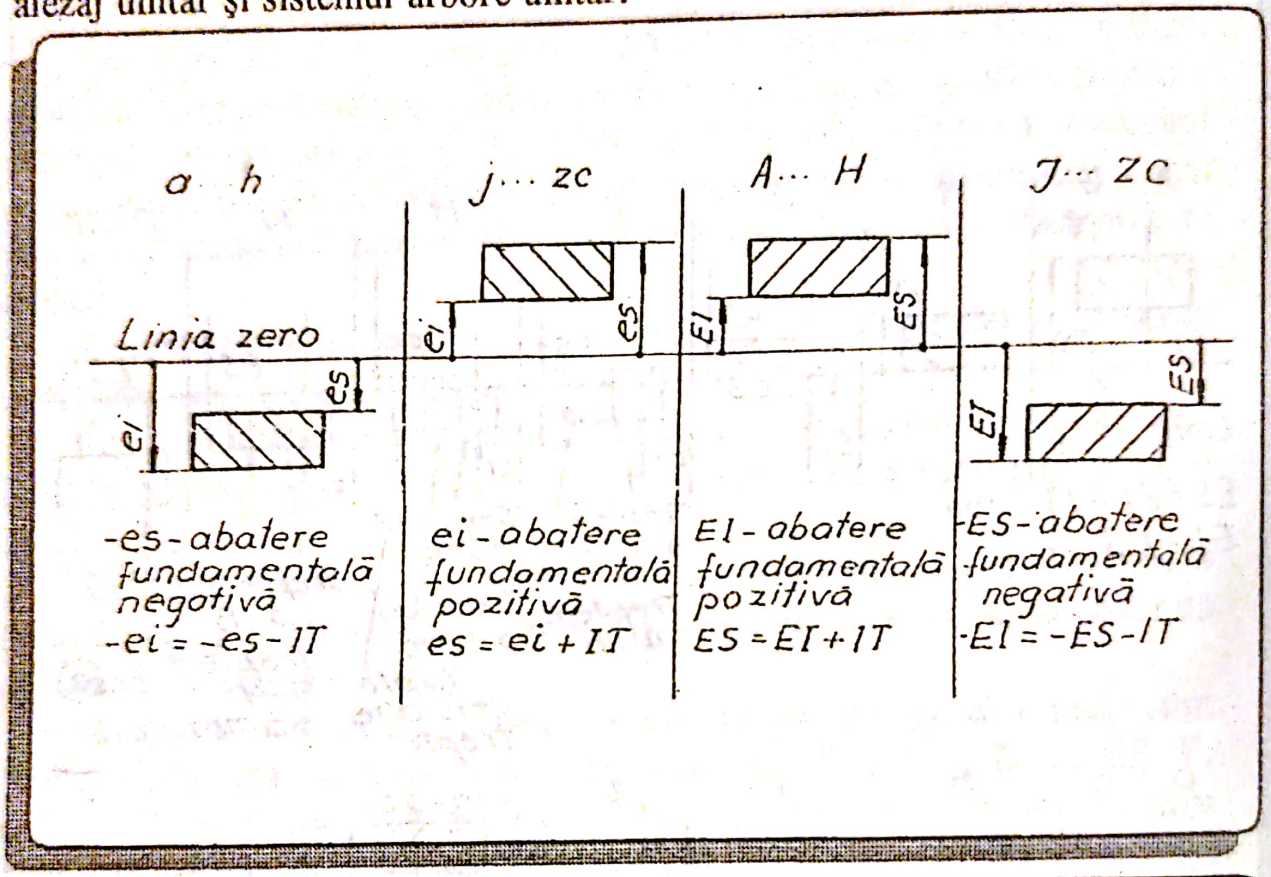


Fig.5.3. Abateri fundamentale

În sistemul alezaj unitar, diferitele ajustaje se obţin asociind unui singur alezaj, numit alezaj unitar, toţi arborii de la a la zc. (fig.5.5. a). Alezajul unitar este câmpul H, care are poziţia alăturată liniei zero şi deasupra ei; abaterea fundamentală fiind $E_i = 0$.

În sistemul arbore unitar, diferitele ajustaje se formează asociind unui singur arbore, numit arbore unitar, toate alezajele de la a la zc (fig.5.5. b). Arborele unitar este câmpul h, care are poziţia alăturată liniei zero şi sub ea; abaterea fundamentală fiind $e_s = 0$.

Scanned with OKEN Scanner

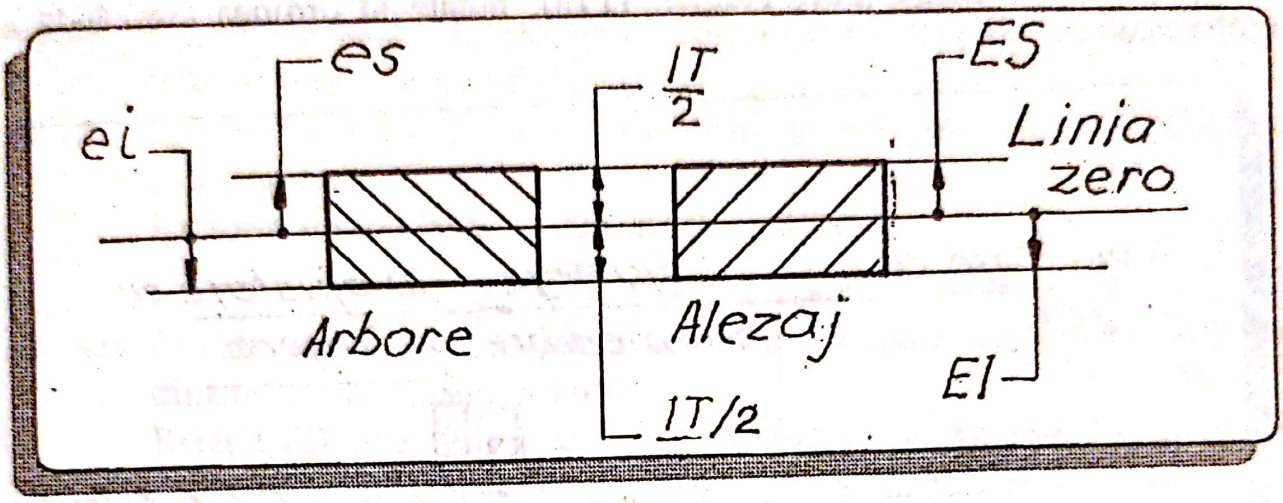


Fig.5.4 Poziţia câmpurilor de toleranţă js şi JS

Pentru limitarea numărului de toleranţe şi abateri fundamentale, acestea nu sunt calculate pentru fiecare dimensiune nominală, ci pentru intervale de dimensiuni nominale.

Astfel, în STAS 8100/2-88, se prevăd pentru dimensiuni până la 3150 mm, 21 de intervale principale (3; 3-6; 6-18; 18-30; 30-50; 50-80; 80-120; 120-180;... ; 2000-2500; 2500-3150) şi unele intervale intermediare (de exemplu, în intervalul principal 180-250 mm sunt trei intervale indermediare: 180-200; 200-225; 225-250) (tabelul 1). Intervalele intermediare sunt utilizate în anumite cazuri, pentru calculul toleranţelor fundamentale şi abaterilor fundamentale a...c şi r...zc pentru arbori, respectiv A...C şi R...ZC pentru alezaje.

Valorile toleranţelor fundamentale şi abaterilor fundamentale, pentru fiecare interval de dimensiuni nominale, sunt calculate pe baza mediei geometrice (D) a dimensiunilor extreme D_1 şi D_2 ale intervalului considerat, adică:

$$D = \sqrt{D_1^2 + D_2^2}.$$

Sistemul ISO de toleranţe şi ajustaje pentru dimensiuni liniare prevede, pentru dimensiuni nominale până la 500 mm (inclusiv), un număr de 20 trepte de toleranţe IT01, IT0, IT1, IT2,....., IT16, IT17, IT18), iar pentru dimensiuni nominale peste 500 mm până la 3150 mm (inclusiv) un număr de

18 trepte de toleranţe (IT1, IT2,..., IT18), notate în ordinea crescândă a toleranţei.

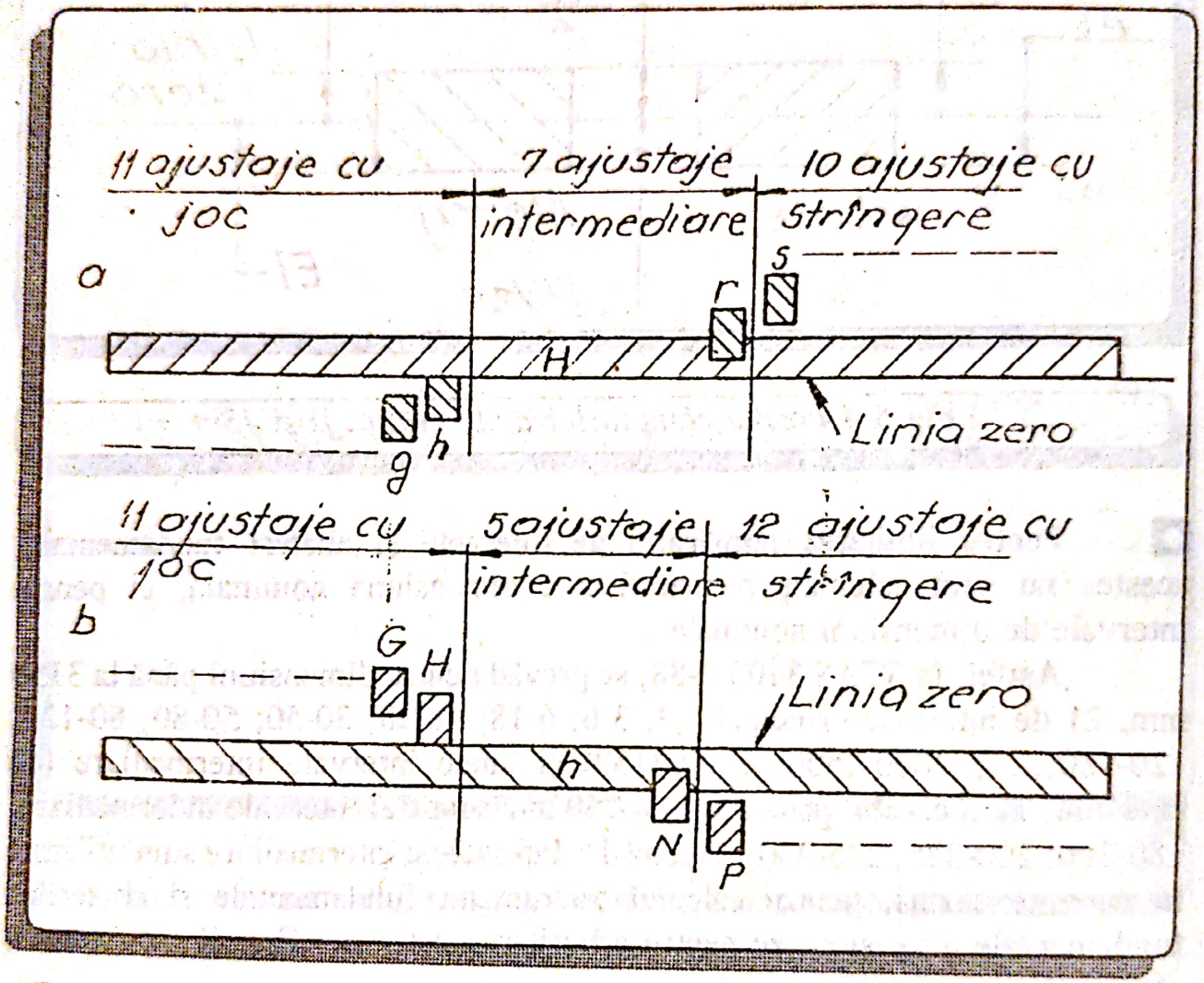


Fig.5.5. Sisteme de ajustaje:
a - sistemul alezaj unitar;
b - sistemul arbore unitar

Toleranţele fundamentale se calculează astfel:

Pentru dimensiuni nominale până la 500 mm, inclusiv, relaţia generală de calcul a toleranţei fundamentale pentru treptele de toleranţe IT5... IT18 este:

$$IT = i \cdot n_x \quad [\mu m] \qquad (1)$$

unde: i este factorul de toleranţă care exprimă dependenţa toleranţei fundamentale de dimensiune;

n_x - coeficient care exprimă dependenţa toleranţei de condiţiile de funcţionare.

Factorul de toleranţă se determină cu relaţia:

$$i = 0{,}45\sqrt{D} + 0{,}001D \quad [\mu m] \tag{2}$$

în care D este media geometrică a valorilor extreme ale intervalului de dimensiuni nominale în mm.

Relaţia (2) ţine seama de faptul că, pentru un anumit procedeu de prelucrare, relaţia dintre abaterea de prelucrare şi dimensiune este o funcţie aproximativ parabolică.

Pentru treptele de toleranţe ITO1, ITO, IT1, toleranţele fundamentale se stabilesc cu relaţiile:

$$\begin{aligned} ITO1 &= 0{,}30 + 0{,}008D \ [\mu m], \\ ITO &= 0{,}5 + 0{,}012D \ [\mu m], \\ IT1 &= 0{,}8 + 0{,}020D \ [\mu m]. \end{aligned} \tag{3}$$

Pentru treptele de toleranţe IT2, IT3, IT4, toleranţele fundamentale sunt eşalonate în progresie geometrică între valorile IT1 şi IT5.

Pentru dimensiuni nominale peste 500 până la 3150 mm, toleranţele fundamentale pentru treptele de toleranţe IT1 ... IT18, se determină cu relaţia:

$$IT = I \cdot n_x \tag{4}$$

unde I este factorul de toleranţă;

n_x - coeficient cu aceeaşi semnificaţie ca in relaţia (2).

Factorul de toleranţă se calculează cu relaţia:

$$I = 0{,}004 \cdot D + 2{,}1 \quad [\mu m] \tag{5}$$

în care D este media geometrică a valorilor extreme ale intervalului de dimensiuni nominale în mm.

Valorile toleranţelor fundamentale, pentru treptele de toleranţe IT1 ... IT18 sunt date în tabelul 2 (STAS 8100/2-88). Pentru dimensiuni nominale peste 500 mm, valorile toleranţelor pentru treptele IT1 ... IT5 (inclusiv) au un caracter informativ. Treptele IT14 ... IT18 (inclusiv) nu trebuie să se utilizeze pentru dimensiuni mai mici sau egale cu 1 mm.

■ Temperatura de referinţă, adică temperatura pentru care sunt specificate dimensiunile în sistemul ISO, este 20°C (conform STAS 1033-89).

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 1 *Dimensiuni în mm*

Intervale principale		Intervale intermediare	
Peste	Până la (inclusiv)	Peste	Până la (inclusiv)
	3		
3	6		
6	10		
10	18	10	14
		14	18
18	30	18	24
		24	30
30	50	30	40
		40	50
50	80	50	65
		65	80
80	120	80	110
		110	120
120	180	120	140
		140	160
		160	180
180	250	180	200
		200	225
		225	250
315	400	315	355
		355	400
400	500	400	450
		450	500
500	630	500	560
		560	630
630	1000	630	740
		740	1000
1000	1250	1000	1120
		1120	1250
1250	1600	1250	1400
		1400	1600
1600	2000	1600	1800
		1800	2000
2000	2500	2000	2240
		2240	2500
2500	3150	2500	2800
		2800	3150

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 2 *Toleranțe fundamentale*

Dimensiunea nominală mm		Trepte de toleranță																	
		IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16	IT17	IT18
Peste	Până la (inclusiv)	Toleranțe											Toleranțe						
		μm											mm						
	3	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	0,10	0,14	0,25	0,40	0,60	1,00	1,40
3	6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	0,12	0,18	0,30	0,48	0,75	1,20	1,80
6	10	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	0,15	0,22	0,36	0,58	0,90	1,50	2,20
10	18	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	0,18	0,27	0,43	0,70	1,10	1,80	2,70
18	30	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	0,21	0,33	0,52	0,84	1,30	2,10	3,30
30	50	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	0,25	0,39	0,62	1,00	1,60	2,50	3,90
50	80	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	0,30	0,46	0,74	1,20	1,90	3,00	4,60
80	120	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	0,35	0,54	0,87	1,40	2,20	3,50	5,40
120	180	3,5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	0,40	0,63	1,00	1,60	2,50	4,00	6,30
180	250	4,5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	0,46	0,72	1,15	1,85	2,90	4,60	7,20
250	315	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	0,52	0,81	1,30	2,10	3,20	5,20	8,10
315	400	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	0,57	0,89	1,40	2,30	3,60	5,70	8,90
400	500	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	0,63	0,97	1,55	2,50	4,00	6,30	9,70
500	630	9	11	16	22	30	44	70	110	175	280	440	0,70	1,10	1,75	2,80	4,40	7,00	11,00
630	800	10	13	18	25	35	50	80	125	200	320	500	0,80	1,25	2,00	3,20	5,00	8,00	12,50
800	1000	11	15	21	29	40	56	90	140	230	360	560	0,90	1,40	2,30	3,60	5,60	9,00	14,00
1000	1250	13	18	24	34	46	66	105	165	260	420	660	1,05	1,65	2,60	4,20	6,60	10,50	16,50
1250	1600	15	21	29	40	54	78	125	195	310	500	780	1,25	1,95	3,10	5,00	7,80	12,50	19,50
1600	2000	18	25	35	48	65	92	150	230	370	600	920	1,50	2,30	3,70	6,00	9,20	15,00	23,00
2000	2500	22	30	41	57	77	110	175	280	440	700	1100	1,75	2,80	4,40	7,00	11,00	17,50	28,00
2500	3150	26	36	50	69	93	135	210	330	540	860	1350	2,10	3,30	5,40	8,60	13,50	21,00	33,00

Scanned with OKEN Scanner

1.3. Folosirea toleranţelor şi ajustajelor ISO

1.3.1. Folosirea toleranţelor ISO

Pentru a prescrie clasa de toleranţe pentru dimensiunea unei piese şi a obţine, în acest fel, o dimensiune tolerată, trebuie să se precizeze: poziţia câmpului de toleranţă (abaterea fundamentală) şi treapta de toleranţă.

În principiu, este admisă prescrierea oricărei clase de toleranţe rezultată din combinaţia celor 28 de poziţii cu cele 20 de trepte de toleranţe.

Raţionalizarea gospodăririi S.D.V.-urilor (Scule, Dispozitive, Verificatoare) şi organizarea fabricaţiei impune restrângerea numărului de tipodimensiuni de SDV-uri, ceea ce a condus la stabilirea unor selecţii de clase de toleranţe cu folosire preferenţială.

În acest sens, STAS 8100/4-88 stabileşte selecţia de clase de toleranţe pentru arbori şi alezaje cu dimensiuni până la 500 mm, alese din clasele de toleranţe de uz general prevăzute în STAS 8100/3-88. Menţionăm că STAS 8100/4-88 nu se referă la clasele de toleranţe utilizate în anumite domenii speciale (rulmenţi, pene etc.).

Clasele de toleranţe preferenţiale pentru arbori (tabelul 3) ca şi cele pentru alezaje (tabelul 4) sunt grupate în două şiruri: şirul 1 şi şirul 2.

Clasele de toleranţe se aleg, de preferinţă, dintre cele cuprinse în şirul 1. În cazul în care clase de toleranţe nu permit obţinerea ajustajului necesar, alegerea se va face din şirul 2, iar dacă nici acestea nu sunt satisfăcătoare, se aleg clase de toleranţe de uz general din STAS 8100/3-88.

Treptele de toleranţe ISO au următoarele destinaţii:

- toleranţele din treptele 1 ... 7 se folosesc pentru calibre şi alte construcţii de precizie;
- toleranţele din treptele 5 ... 13 se folosesc pentru construcţia generală de maşini şi pentru piese care formează ajustaje;
- toleranţele din treptele 14 ... 16 sunt folosite pentru dimensiuni libere;
- toleranţele foarte mici ale treptelor ITO1 şi ITO se folosesc pentru fabricarea calelor plan paralele şi a măsurilor de înaltă precizie.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 3 *Clase de toleranţe preferenţiale pentru arbori cu N = 1 ... 500 mm*

Şirul 1	a11	b11			c11		d9		d11		e8			f7		
Şirul 2			b12	c8		d8		d10		e7		e9	f6		f8	f9

Tabelul 3 *(continuare)*

	g6		h6	h7		h9		h11			js6			k6				
g5		h5			h8		h10		h12	js5		js7	k5		k7	m6	m7	n5

Tabelul 3 *(continuare)*

n6			p6			r6			s6			
	n7	p5		p7	r5		r7	s5		s7	t5	t6

Tabelul 4 *Clase de toleranţe preferenţiale pentru alezaje cu N = 1...500 mm*

Şirul 1	A11	B11	C11	D10		E9		F8			H7	H8	H9		H11
Şirul 2					D11		F7		G7	H6				H10	

Tabelul 4 *(continuare)*

		JS7		K7		N7	P7	R7	S7
H12	JS6		JS8		M7				

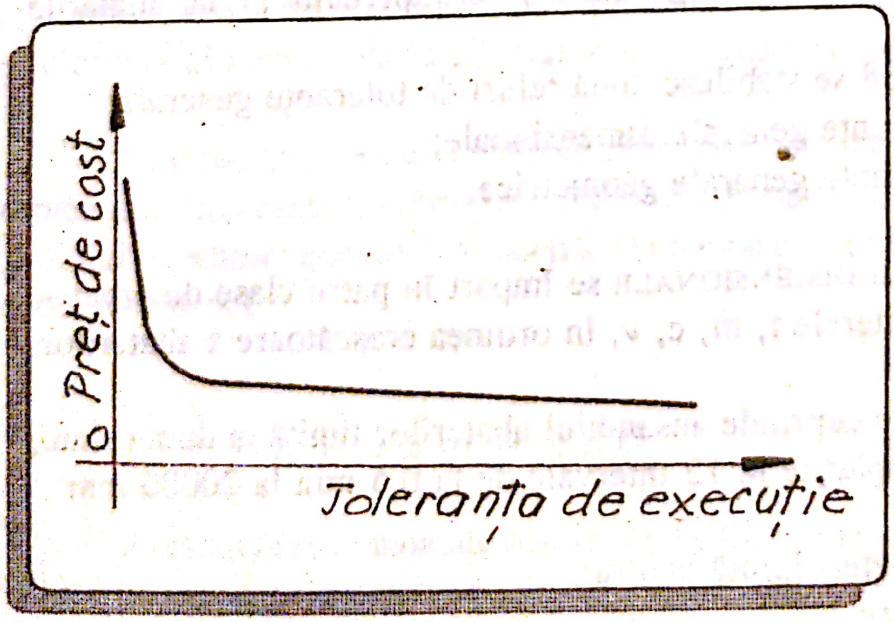


Fig.5.6. Dependenţa dintre preţul de cost şi toleranţa de execuţie

Având în vedere că obţinerea unor piese cu toleranţe mici (prelucrare mai precisă) necesită un timp de prelucrare mai mare şi un număr de verificări mai mare, rezultând un cost ridicat al prelucrării (fig.5.6), la stabilirea treptei de toleranţe (a mărimii toleranţei) se va respecta principiul: "cât mai brut posibil şi cu toleranţă atât de mică numai cât este necesar".

Scanned with OKEN Scanner

1.3.2. Toleranţe generale pentru piese prelucrate prin aşchiere (toleranţe pentru dimensiuni libere)

Prin dimensiuni libere se înţeleg dimensiunile suprafeţelor care nu vin în contact cu alte suprafeţe şi nu formează îmbinări.

Întrucât nu au importanţă deosebită, din punct de vedere al funcţionării pieselor respective, aceste dimensiuni nu primesc toleranţe din sistemul ISO. Realizarea lor nu poate fi lăsată, însă, la aprecierea lucrătorului care execută piesa, deoarece, în acest caz se poate obţine o scumpire a prelucrării datorită faptului că lucrătorul are tendinţa de a executa dimensiunile netolerate la valoarea exactă indicată pe desen.

Ca urmare, dimensiunile libere trebuie să fie prevăzute cu toleranţe, care sunt mai mari decât cele din sistemul ISO.

STAS 2300-88 stabileşte toleranţe pentru dimensiuni libere, la piesele executate prin aşchiere. Aceste toleranţe au un caracter general deoarece, se referă la dimensiuni liniare şi unghiulare libere precum şi la abaterile geometrice.

În STAS 2300-88 se stabilesc două feluri de toleranţe generale:

❶ Toleranţe generale dimensionale;

❷ Toleranţe generale geometrice.

TOLERANŢELE GENERALE DIMENSIONALE se împart în patru clase de precizie simbolizate cu literele f, m, c, v, în ordinea crescătoare a abaterilor.

Clasa de precizie cuprinde ansamblul abaterilor limită la dimensiuni, iar dimensiunile sunt împărţite în 12 intervale de la 0,5 mm la 20000 mm.

Sunt stabilite abateri limită pentru:

- dimensiuni liniare;
- înălţimile teşiturilor cu valori de la 0,3 mm până la peste 6 mm;
- raze de racordare cu valori de 0,5 - 400 mm;
- dimensiuni unghiulare.

Scanned with OKEN Scanner

TOLERANŢE GENERALE GEOMETRICE sunt toleranţe stabilite pentru abaterile geometrice, adică pentru abateri de formă, de orientare, de poziţie şi de bătaie, independent de toleranţele dimensionale.

Toleranţele geometrice generale se împart în patru clase de precizie simbolizate cu literele R, S, T, V, în ordinea crescătoare a valorilor lor.

În STAS 2300-88, se prevăd toleranţele pentru:

- abaterea de la rectilinitate şi abaterea de la planitate, la dimensiuni nominale cuprinse în intervalul 6 - 400 mm;
- abaterea de la simetrie;
- bătaia radială şi bătaia frontală.

Pentru abaterea de la rectilinitate, toleranţa se alege egală cu toleranţa la diametru, fără a depăşi toleranţa pentru bătaia radială.

Pentru abaterea de la paralelism, se adoptă ca toleranţă generală, valoarea cea mai mare dintre toleranţa generală la rectilinitate sau planitatea şi toleranţa dimensională la distanţa dintre două linii sau suprafeţe.

Notarea pe desen a toleranţelor generale se face prin înscrierea termenului "toleranţe", urmat de simbolul toleranţei generale dimensionale, simbolul toleranţei generale geometrice şi numărul standardului care stabileşte valorile acestora.

1.3.3. Folosirea ajustajelor ISO

Ajustajele recomandate pentru a fi utilizate în practică, conform STAS 8100/4-88, sunt prezentate în tabelul 5 (sistemul alezaj unitar) şi tabelul 6 (sistemul arbore unitar). Ajustajele, scrise în chenar, sunt preferenţiale.
În cele ce urmează, se prezintă câteva recomandări date de literatura de specialitate /1, 6, 7 / privind folosirea ajustajelor ISO.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 5

Abaterile fundamentale ale arborilor	Clasele de toleranţă ale alezajelor						
	H6	H7	H8	H9	H10	H11	H12
	Ajustajele recomandate în sistemul alezaj unitar						
a						H11/a11	
b						H11/b11	H12/b12
c		H7/c8				H11/c11	
d		H7/d8	H8/d9	H9/d10	H10/d10	H11/d11	
e	H6/e7	H7/e7 H7/e8	H8/e8 H8/e9	H9/e9			
f	H6/f6	H7/f6 H7/f7	H8/f8	H9/f9			
g	H6/g5	H7/g6					
h	H6/h5	H7/h6	H8/h7 H8/h8 H8/h9	H9/h9	H10/h10	H11/h11	H12/h12
js	H6/js5	H7/js6	H8/js7				
k	H6/k5	H7/k6	H8/k7				
m	H6/m5	H7/m6	H8/m7				
n	H6/n5	H7/n6	H8/n7				
p	H6/p5	H7/p6	H8/p7				
r	H6/r5	H7/r6	H8/r7				
s	H6/s5	H7/s6	H8/s7				
t	H6/t5	H7/t6					

Scanned with OKEN Scanner

1.3.3.1. Ajustaje cu joc

Ajustajele cu joc se întâlnesc frecvent în construcţia de maşini, folosindu-se la asamblări de mişcare (lagăre de alunecare sau rostogolire, pistoane în cilindri, pene, caneluri, filete etc.), când piesele asamblate execută, una faţă de alta în timpul funcţionării, o mişcare de rotaţie sau de translaţie, mai mult sau mai puţin rapidă. De asemenea, ajustajele cu joc se folosesc când între piesele asamblate au loc deplasări relativ lente şi când piesele se montează şi se demontează sau se înlocuiesc frecvent.

Referitor la ajustajele cu joc, se utilizează uneori, noţiunea de joc relativ (jr), dat de relaţia:

$$jr = \frac{J}{D \text{ sau } d} \quad [\mu m/mm] \qquad (6)$$

După valoarea jocului relativ se deosebesc:

- ajustaje cu joc normal, folosite la cele mai multe din asamblările mobile;
- ajustaje cu jocuri foarte mari folosite, în special, la motoare, turbine, compresoare etc., numite şi ajustaje cu joc termic.

Denumirea de ajustaj cu joc termic se explică prin influenţa mare, pe care o are temperatura, asupra ajustajului, atunci când în funcţionare, una din piese lucrează la o temperatură şi cealaltă piesă la altă temperatură (de exemplu piesele de la motoarele cu ardere internă, turbine cu aburi etc.).

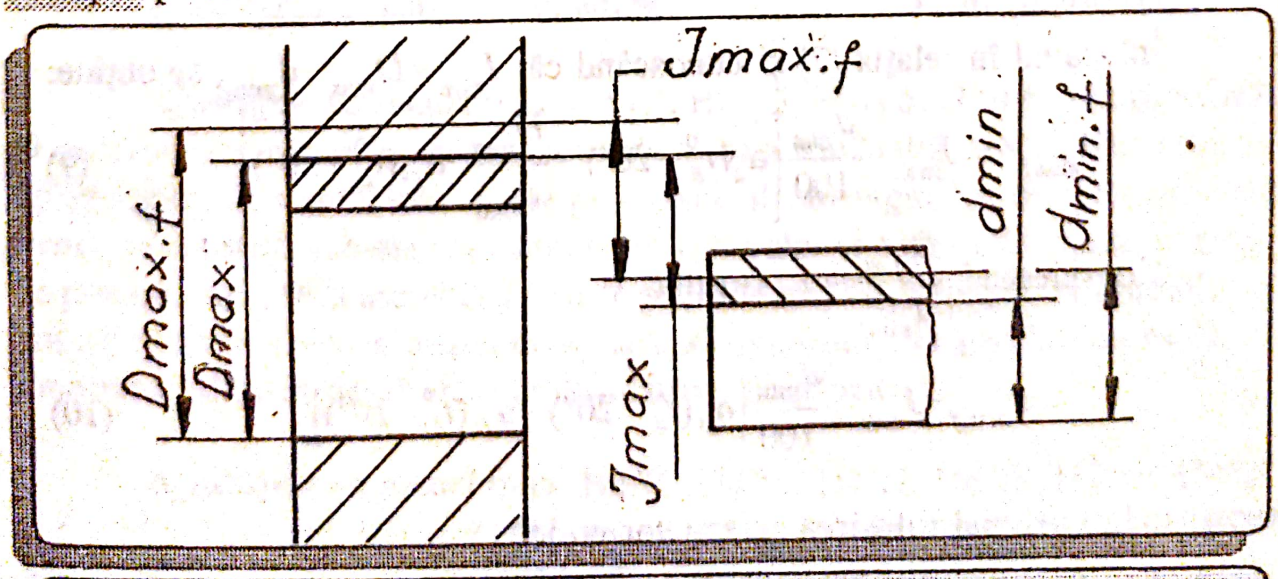


Fig.5.7. Influenţa temperaturii asupra jocului

În aceste cazuri se impune ca proiectantul să calculeze jocul maxim în funcţionare şi să analizeze dacă acesta corespunde cerinţelor.

Valoarea jocului maxim în funcţionare ($J_{max.f}$), pentru un ajustaj cilindric (fig.5.7), se poate calcula în felul următor:

$$J_{max.f} = D_{max.f} - d_{min.f} \qquad (7)$$

unde: $D_{max.f}$ este diametrul maxim în funcţionare, al alezajului, în mm;

$d_{min.f}$ - diametrul minim în funcţionare al arborelui în mm.

Diametrele $D_{max.f}$ şi $d_{min.f}$ se calculează cu relaţiile:

$$D_{max.f} = D_{max} + \frac{1}{100} \cdot D_{max} \cdot D(t_D^0 - 20^0), \qquad (8)$$

$$d_{min.f}3 = d_{min} + \frac{1}{1001} \cdot d_{min} \cdot d(t_d^0 - 20^0)$$

unde: D_{max} şi d_{min} sunt diametrul maxim al alezajului respectiv diametrul minim al arborelui în mm. la temperatura $t_0 = 20^0 C$;

α_D şi α_d - coeficienţii de dilatare liniară a materialului alezajului respectiv a arborelui, în $\mu m/100 \cdot mm\,^0C$;

t_D şi t_d - temperatura de funcţionare a alezajului respectiv a arborelui, în $.^0C$.

Înlocuind în relaţia (7) şi cunoscând că: $J_{max} = D_{max} - d_{min}$, se obţine:

$$J_{max.f} = J_{max} - \frac{d_{min}}{100}\left[\alpha_d(t_d^0 - 20^0) - \frac{D_{max}}{d_{min}} \cdot \alpha_D(t_D^0 - 20^0)\right] \qquad (9)$$

Considerând $\frac{D_{max}}{d_{min}} \approx 1$, rezultă:

$$J_{max.f} = J_{max} - \frac{d_{min}}{100}\left[\alpha_d(t_d^0 - 20^0) - \alpha_D(t_D^0 - 20^0)\right] \qquad (10)$$

Recomandări privind folosirea ajustajelor cu joc:

Scanned with OKEN Scanner

Ajustajele cu joc minim egal cu zero, joc probabil foarte mic: H6/h5; H7/h6, H8/h7, H8/h8, H9/f9, H10/h10, H11/h11 şi H12/h12 se recomandată să fie folosite astfel:

- **primele patru ajustaje** ⇨
  la asamblări fixe cu poziţionare precisă a pieselor şi cu posibilităţi de montare şi demontare uşoare şi frecvente, de exemplu, la montarea roţilor pentru curele de transmisie, la montarea axului pinolei în păpuşa mobilă a maşinilor-unelte etc.;
- **ultimele cinci ajustaje** ⇨
  în locul unor ajustaje intermediare de precizie mai mică, de exemplu, la montarea capului bielei în locaşul ei, la montarea excentricului pe arborele pompei cu excentric etc.;
- **primele trei ajustaje** ⇨
  la asamblări mobile cu centrare şi ghidare foarte precise, de exemplu, la supapele cu arc, la articulaţiile unor mecanisme de maşini şi aparate de precizie înaltă.

De asemenea, ajustajele cu joc minim egal cu zero se mai folosesc la asamblarea în şir a mai multor roţi dinţate pe un arbore, în cutiile de viteze; la asamblări mobile cu centrare bună şi cu deplasări lente, de exemplu, la asamblarea piston - cilindru la maşinile pneumatice, la asamblarea colierului excentricului la presele cu excentric, la asamblarea armăturilor şi altele.

Ajustajele cu jocuri foarte mici, H6/g5, H7/g6, G7/h6, se utilizează:
- la asamblările mobile din mecanismele de precizie înaltă cu solicitări reduse, de exemplu, la asamblarea axelor principale ale strungurilor mici de precizie înaltă, la capete divizoare, la asamblarea ventilelor şi cuplajelor mecanismelor de precizie etc.;
- la asamblări fixe de poziţionare, de exemplu, la asamblarea ştifurilor de centrare în dispozitive, carcase şi corpuri, la şurubul de bielă, la montarea bucşelor de ghidare în dispozitive de găurit etc.

Ajustajele cu jocuri mici, H6/f6, H7/f6, H7/f7, H8/f8, H9/f9, F7/h7 şi F8/h8 se folosesc, frecvent,
- la asamblări mobile în construcţia de maşini, de exemplu, la arbori în lagăre de fricţiune cu ungere normală şi cu funcţionarea la temperaturi nu prea mari, la mecanismele mijlocii şi uşoare,

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 6

Clasele de toleranţă ale arborilor	Abaterile fundamentale ale alezajelor														
	A	B	C	D	E	F	G	H	JS	K	M	N	P	R	S
Ajustaje recomandate în sistemul arbore unitar															
h5									JS6/h5						
h6						F8/h6	G7/h6	H7/h6	JS7/h6	K7/h6	M7/h6	N7/h6	P7/h6	R7/h6	S7/h6
h7						F8/h7		F8/h7	JS8/h7						
h8					E9/h8	F8/h8		H8/h8							
h9				D10/h9				H9/h9							
h10								H10/h10							
h11	A11/h11	B11/h11	C11/h11	D11/h11				H11/h11							
h12															

la tijile de tacheţi în ghidaje, la bolţurile din manivelă, la roţile dinţate libere pe arbori, la montarea suportului port-cuţit pe sania strungului etc.

Ajustajele cu jocuri mijlocii, H6/e7, H7/e8, H8/e9, E9/h8 se recomandă a fi folosite ● la asamblări scurte, care funcţionează la turaţii mari sau la asamblări cu lungime mare care funcţionează la turaţii mici ca, de exemplu, la arborii în lagăre de fricţiune mult distantate între ele, la arborii în mai mult de două lagăre, la arborii cotiţi, la arborii de distribuţie în lagărele lor, la lagărele turbogeneratoarelor etc.

Ajustajele cu jocuri mijlocii mai mari decât cele precedente H7/d8, H8/d9, D10/h9, h9/d10, H10/d10 şi H11/d11, se folosesc de obicei, ● la diferite asamblări ale maşinilor grele, de exemplu, la îmbinările arbore-lagăr de fricţiune în turbine, laminoare şi maşini care

funcţionează cu şocuri, la montarea unor roţi libere pe arbori etc.

Ajustajele cu jocuri mari H7/c8, H8/c9 şi H11/c11 se pot folosi în următoarele cazuri: ● când în timpul funcţionării piesele mobile trebuie să aibă o elasticitate mai mare în condiţii de mediu şi solicitări nefavorabile, de exemplu, la maşinile agricole; ● când montarea şi demontarea pieselor trebuie să se facă foarte uşor; ● când, în timpul funcţionării, jocul dintre piese se reduce datorită încălzirii în mai mare măsură a arborelui, de exemplu, la tija supapei în bucşa de ghidare la motorul cu ardere internă etc.

Ajustajele cu jocuri foarte mari, H8/a9; H8/b9, H11/a11, H11/b11, H12/b11, A11/h11 şi B11/h11 sunt utilizate ● la asamblările unor maşini şi utilaje care, în timpul funcţionării, sunt expuse murdăriei şi unor solicitări nefavorabile ca, de exeplu, maşinile agricole şi utilajele de construcţie.

1.3.3.2. Ajustaje intermediare

Ajustajele intermediare se folosesc, de obicei, în cazurile când piesele asamblate trebuie să fie bine centrate, iar montarea şi demontarea lor trebuie să se facă relativ uşor, fără deteriorarea suprafeţelor de contact. Aceste ajustaje nu garantează imobilitatea pieselor asamblate şi, în cazul când acest lucru este necesar, se folosesc mijloace suplimentare ca pene, ştifturi, şuruburi etc.

În ajustajele intermediare, aşa cum s-a văzut şi mai înainte (cap.II, paragraful, 1.1.), pot apare atât jocuri cât şi strângeri.

Probabilitatea apariţiei jocurilor şi strângerilor la ajustajele intermediare.

Pentru stabilirea acestei probabilităţi, este necesar să se fixeze, pe axa absciselor, valorile limită S_{max}; O şi J_{max} (fig.5.8).

Se deosebesc trei situaţii, şi anume: ■ când probabilitatea apariţiei strângerilor este mai mică decât probabilitatea apariţiei jocurilor, iar valoarea medie este un joc (fig.5.8. a); ■ când probabilitatea apariţiei strângerilor este egală cu cea a apariţiei jocurilor (fig.5.8. b), caz întâlnit mai rar şi ■ când probabilitatea apariţiei strângerilor este mai mare decât probabilitatea apariţiei jocurilor, iar valoarea medie este o strângere fig.5.8. c).

Scanned with OKEN Scanner

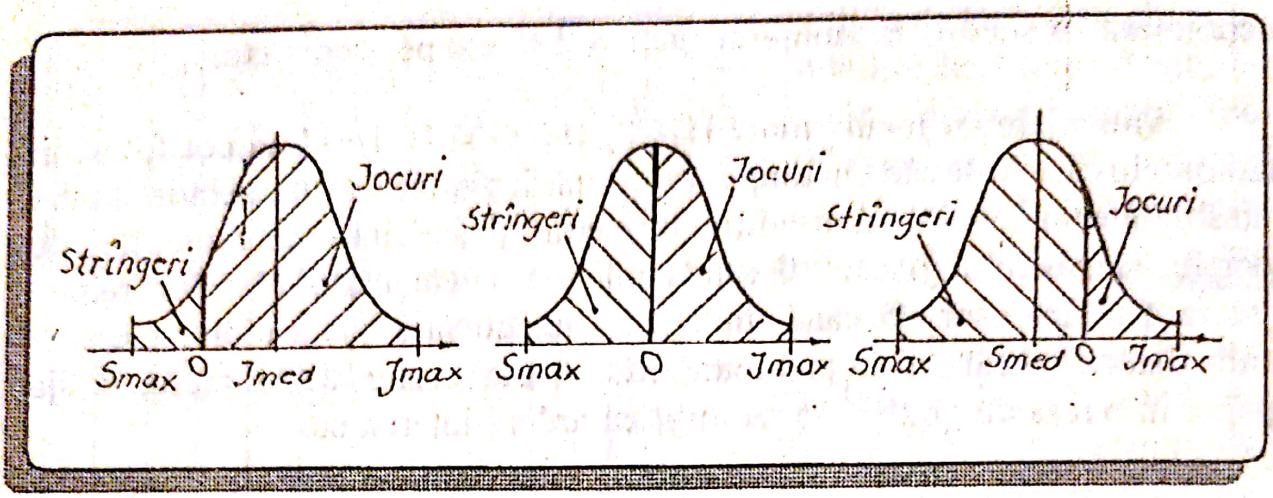


Fig.5.8. Probabilităţi ale jocurilor şi strângerilor

Probabilitatea apariţiei jocurilor sau strângerilor se determină astfel: se calculează, pentru valorile absciselor care limitează suprafeţele haşurate, argumentele funcţiei Laplace (vezi cap.I, 1.5.1.3), folosind relaţia (74):

$$Z = \frac{x - m}{\sigma_{aj.practic}} \qquad (11)$$

şi apoi, din tabelul 1 (1.5.1.3) se stabileşte valoarea funcţiei de repartiţie $\Phi(x)$.

În relaţia (11) $\sigma_{aj.practic}$ reprezintă abaterea medie pătratică a ajustajului. Pentru a clarifica această noţiune să considerăm că, atât alezajele cât şi arborii, au legi de repartiţie normale cu amplitudinile:

$$R_1 = W_1 = 6\sigma_D = T_D \text{ şi } R_2 = W_2 = 6\sigma_d = T_d \qquad (12)$$

unde: T_D şi T_d sunt, respectiv, toleranţa alezajului şi toleranţa arborelui, iar σ_D şi σ_d - abaterea medie pătratică a alezajului şi respectiv a arborelui (fig.5.9).

Conform proprietăţilor dispersiei, pentru repartiţia ajustajului (repartiţia sumă), se poate scrie:

$$\sigma_{aj}^2 = \sigma_D^2 + \sigma_d^2, \qquad (13)$$

de unde rezultă:

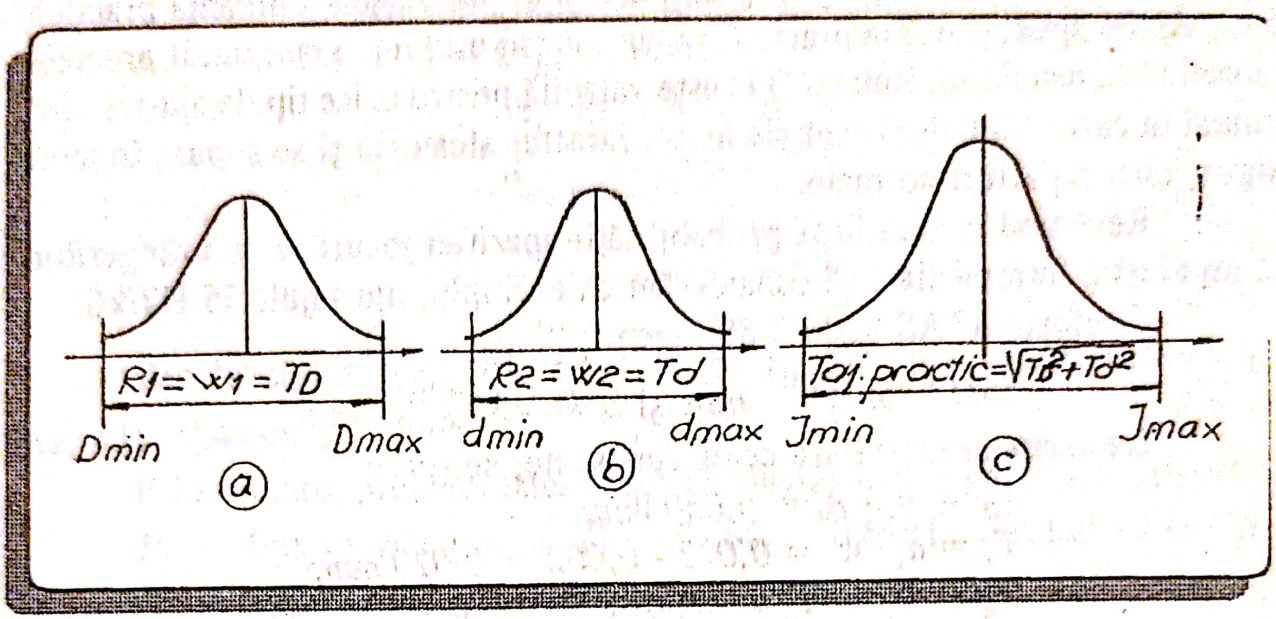


Fig.5.9. Adunarea a două repartiţii normale:
a - repartiţia alezajului;
b - repartiţia arborelui;
c - repartiţia sumă (a ajustajului)

$$\sigma_{aj} = \sqrt{\sigma_D^2 + \sigma_d^2} \tag{14}$$

Având în vedere relaţiile (12), se obţine:

$$\sigma_{aj} = \sqrt{\left(\frac{W_1}{6}\right)^2 + \left(\frac{W_2}{6}\right)^2} = \frac{W_{aj}}{6}$$

adică:

$$W_{aj} = \sqrt{W_1^2 + W_2^2} \tag{15}$$

sau:

$$T_{aj.practic} = \sqrt{T_D^2 + T_d^2} \tag{16}$$

unde $T_{aj.practic}$ este toleranţa practică a ajustajului.

Pe de altă parte, $T_{aj} = T_D + T_d$ (cap.III, 1.1) şi, prin comparaţie cu relaţia (16), rezultă că:

$$T_{aj.practic} = \sqrt{T_D^2 + T_d^2} < T_D + T_d = T_{aj} \tag{17}$$

adică toleranţa teoretică a unui ajustaj este mai mare decât toleranţa practică a sa. Astfel spus, precizia practică a unui ajustaj este mai mare decât precizia teoretică a ajustajului. Relaţia (17) este valabilă pentru orice tip de ajustaj, dar numai în cazul când dimensiunile au un caracter aleatoriu şi se supun, în mod sigur, unei repartiţii normale.

Revenind la stabilirea probabilităţii apariţiei jocurilor şi strângerilor la un ajustaj intermediar, să considerăm ca exemplu, ajustajul: 55 H7/k6.

Conform STAS 8100/3-88, avem:

$$55H7 = 55^{+0,030}_{0}\ mm \text{ şi } 55k6 = 55^{+0,022}_{+0,002}\ mm$$

De asemenea, pe baza celor cunoscute, se scrie:

$$T_D = A_s - A_i = 0,030\ mm;$$
$$T_d = a_s - a_i = 0,022 - 0,002 = 0,020\ mm;$$
$$T_{aj} = T_D + T_d = 0,030 + 0,020 = 0,050\ mm;$$
$$J_{max} = A_s - a_i = 0,030 - 0,002 = 0,028\ mm;$$
$$J_{min} = A_i - a_s = 0 - 0,022 = -0,022\ mm.$$

Deoarece $J_{min} < 0$, este vorba de o strângere:

$$S_{max} = a_s - A_i = J_{min} = 0,022\ mm.$$

Considerând că alezajele şi arborii au repartiţii normale, rezultă:

$$\sigma_D = \frac{T_D}{6} = \frac{0,030}{6} = 0,005\ \ mm = 5\ \mu m;$$

$$\sigma_d = \frac{T_d}{6} = \frac{0,020}{6} = 0,0033\ mm = 3,3\ \mu m$$

şi

$$T_{aj.practic} = \sqrt{\sigma_D^2 + \sigma_d^2} = \sqrt{25 + 10,89} = \sqrt{35,89} = 5,9\mu m$$

Toleranţa practică a ajustajului este:

$$T_{aj.practic} = \sqrt{T_D^2 + T_d^2} = \sqrt{30^2 + 20^2} = \sqrt{1300} = 36\ \mu m$$

Probabilitatea apariţiei jocurilor şi strângerilor, pentru ajustajul dat ca exemplu, este reprezentată în fig.5.10. Abscisele x_1 şi x_2 se calculează astfel:

$$\Delta = \frac{T_{aj}}{2} - S_{max} = \frac{50}{2} - 22 = 3\ \mu m;$$

$$x_1 = \Delta = 3\mu m;$$

Scanned with OKEN Scanner

$$x_2 = 3 \cdot \sigma_{aj.practic} = 3 \cdot 5{,}9 = 17{,}7\ \mu m.$$

Argumentele funcţiei Laplace sunt:

$$z_1 = \frac{x_1 - m}{\sigma_{aj.practic}} = \frac{3-0}{5{,}9} \approx 0{,}5;$$

$$z_2 = \frac{x_2 - m}{\sigma_{aj.practic}} = \frac{17{,}7-0}{5{,}9} = 3.$$

Din tabelul 1 (cap. III, 1.5.1.3), se găseşte $\Phi(z_1 = 0{,}5) = 0{,}1915$ şi $\Phi(z_2 = 3) = 0{,}49865$.

Prin urmare, probabilitatea obţinerii ajustajelor cu joc (fig.5.10) este:

$P_j = \Phi(z_1) + \Phi(z_2) = 0{,}1915 + 0{,}486 = 0{,}6901$, adică $P_j = 69{,}01\%$ iar probabilitatea obţinerii ajustajelor cu strângere:

$P_s = 1 - P_j = 1 - 0{,}6901 = 0{,}3099$ adică $P_s = 30{,}99\%$

Alţi parametri ai ajustajului sunt:

$$J_{max.practic} = 3\sigma_{aj.practic} + \Delta = 3 \cdot 5{,}9 + 3 = 20{,}7\mu m \approx 21\,mum;$$

$$S_{max.parctic} = 3\sigma_{aj.practic} - \Delta = 3 \cdot 5{,}9 - 3 = 14{,}7\mu m \approx 15\mu m.$$

Verificare:

$$T_{aj.parctic} = J_{max.practic} + S_{max.practic} = 36\mu m.$$

Recomandări privind folosirea ajustajelor intermediare:

Ajustajele intermediare cu jocuri probabile mici şi cu strângeri foarte mici şi puţin probabile, H6/js5, H7/js6, H8/j7 şi JS/h6, se recomandă a fi utilizate ● la asamblări fixe cu montare şi demontare uşoară, pentru evitarea deformaţiilor, de exemplu, la montarea roţilor dinţate cilindrice şi conice fixate cu pene, la montarea roţilor melcate şi a capacelor în corpuri, la asamblarea bucşei conice în lagărul păpuşii fixe a unor strunguri, la centrarea semicuplajelor etc.

Ajustajele intermediare cu strângeri probabile mici şi jocuri cu probabilitate mică, H6/k5, H7/k6, H8/k7 şi K7/h6, se pot folosi ● în cazul asamblărilor precise cu montare uşoară şi lipsite de vibraţii, de exemplu, la

montarea roţilor dinţate mici cu mers liniştit, la asamblarea bolţuri de piston în piston, la montarea pieselor cu excentric, la montarea bucşelor cu gheare pe arbori etc.

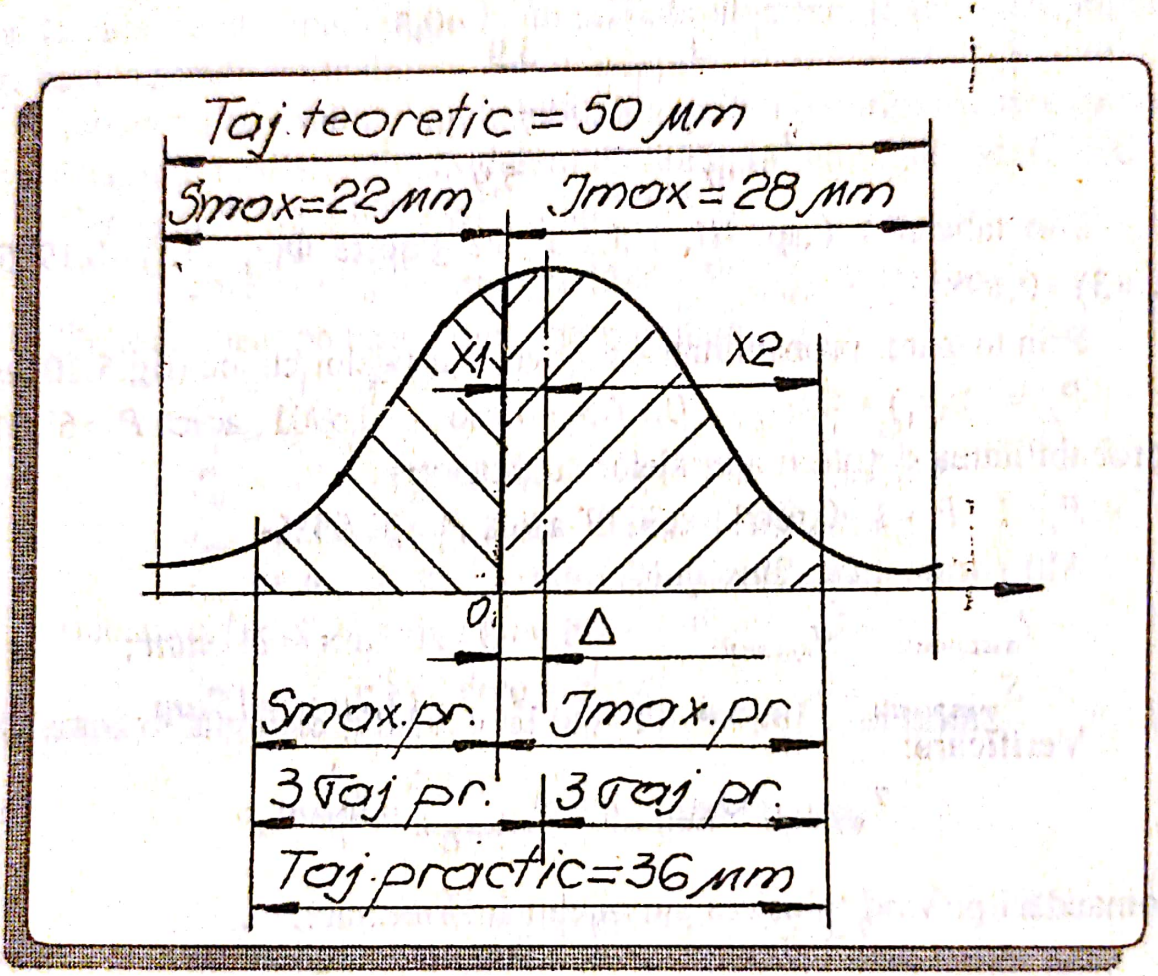


Fig.5.10. Probabilitatea apariţiei jocurilor şi strângerilor pentru ajustajul 55H7/k6

Ajustajele intermediare cu strângeri probabile mai mari şi cu jocuri probabile mici, H6/m5, H7/m6, H8/m7, M7/h6, se folosesc ● la asamblări precise, cu centrare foarte bună (joc limitat la minim), de exemplu, la montarea camelor pe ax, la asamblarea roţilor de curea pe arborii maşinilor de rectificat cilindric, la montarea roţilor dinţate conice pe arborii reductoarelor etc.

Scanned with OKEN Scanner

Ajustajele intermediare cu strângeri probabile mari şi jocuri probabile extrem de reduse, H6/n5 (pentru D < 3 mm), H7/n6, H8/n7 şi N7/h6, se utilizează ● la asamblările supuse unor solicitări dinamice în timpul exploatării şi la asamblările care trebuie să fie asigurate, suplimentar, cu o strângere, de exemplu, la unele bucşe cu pereţi subţiri şi fără pene, la montarea unor roţi dinţate pe arborii maşinilor de forjare, la montarea bucşelor în cilindrii pompelor de mare presiune, la montarea bucşei sertarului de distribuţie la ciocanele cu abur sau cu aer comprimat etc.

Ajustajele intermediare H8/p7 şi H8/r7 (pentru D ≤ 100 mm) se utilizează rar şi numai în cazurile când jocurile posibile, cu o probabilitate foarte redusă, trebuie să fie foarte mici.

1.3.3.3. Ajustaje cu strângere

Ajustajele cu strângere se prescriu atunci când, până la sfârşitul perioadei de funcţionare, nu este necesară sau nu se prevede demontarea pieselor asamblate.

După modul de obţinere a strângerii, în urma montării pieselor, se deosebesc mai multe tipuri de ajustaje cu strângere şi anume:

- ajustaje cu strângere longitudinală, care se realizează prin presarea pieselor la temperatură obişnuită;
- ajustaje cu strângere transversală, care se realizează fie prin încălzirea piesei exterioare, fie prin răcirea arborelui (a piesei interioare) şi
- ajustaje cu strângere combinată.

Ajustajul cu strângeri foarte mici, H6/n5 - pentru D > 3 mm, se foloseşte ● pentru asamblări foarte precise, supuse la solicitări dinamice relativ mici, de exemplu, la asmblarea bolţului de piston cu pistonul la motoarele de tractor.

Ajustajele cu strângeri mici, H6/p5, H7/p6, P7/h6, P7/rulment, Rulment/n6, se folosesc, în general, ● la fixarea pieselor cu solicitări reduse sau în prezenţa unui element suplimentar de fixare (pană etc.), montarea şi

Scanned with OKEN Scanner

demontarea făcându-se fără pericolul deteriorării suprafeţelor de contact, de exemplu, la montarea roţilor pe arbori în prezenţa penelor, la samblarea cuzineţilor în lagăre, la montarea rulmenţilor pe arbori şi în locaşul carcasei etc.

Ajustajele cu strângeri mijlocii, H6/r5, H7/r6, H8/r7 (pentru D > 100 mm) şi R7/h6, sunt recomandate ● pentru asamblări cu solicitări mici. Ele asigură o fixare de rezistenţă medie la piesele din aliaje feroase şi o fixare uşoară la piesele din metale şi aliaje neferoase, de exemplu, la bucşele presate în lagăre, la asamblarea capetelor de bielă, la fixarea rotorilor de pompe pe arbore, la fixarea pe arbore a unor roţi în maşinile de găurit pneumatice etc. Dacă este necesară creşterea strângerii minime, se poate aplica asamblarea pe baza sortării prealabile a pieselor.

Ajustajele cu strângeri mari, H6/s6, H7/s6, H8/s7 şi S7/h6, se utilizează ● la asamblările demontabile şi nedemontabile cu solicitări apreciabile, ca de exemplu, la montarea manetonului în manivela arborelui cotit, la montarea cămăşii de cilindru la cilindrul motoarelor cu ardere internă etc.

Ajustajele cu strângeri foarte mari, H6/t5 şi H7/t6, se folosesc, de obieci, ● la asamblări nedemontabile cu solicitări dinamice mari, de exemplu, la asamblarea prin presare a scaunului supapei în chiulasa motorului, la montarea semicuplajelor pe arbori, la montarea permanentă a roţilor dinţate mari pe arbori etc.

Ajustaje cu strângeri extrem de mari, H6/u5, H7/u6, H8/u7, U7/h6, se prescriu ● pentru asamblări nedemontabile cu solicitări mecanice şi termice foarte mari, de exemplu, la montarea bandajelor de oţel pe roţile de locomotivă, la montarea roţii de locomotivă pe osie, la asamblarea bolţurilor de manivelă cu discul manivelei etc. Asamblarea se face prin presare cu ajutorul unor prese speciale cu lubrefiere şi, de obieci, prin încălzirea alezajului sau răcirea arborelui. Strângerea maximă se verifică prin măsurarea prealabilă a dimensiunilor efective ale pieselor şi prin calcul, iar presarea trebuie controlată cu ajutorul unui dinamometru pentru a se evita eventualele suprasolicitări.

Scanned with OKEN Scanner

Ajustajele cu strângere cu caracter special, H6/v5, H7/v6, H6/x5, H7/x6, H8/x7, X7/h6, H7/y6, H7/z6, H8/z7, Z7/h6, se folosesc în cazuri speciale, pe baza unei analize prealabile, din care să rezulte că strângerea minimă posibilă asigură transmiterea forţei sau momentului de regim, iar strângerea maximă posibilă nu dă suprasolicitări, în materialul pieselor.

1.4. Alegerea ajustajelor în sistemul ISO

1.4.1. Alegerea sistemului de ajustaje

În sistemul alezaj unitar, ca în sistemul arbore unitar, figurează toate clasele de precizie şi aproape toate ajustajele sistemului ISO.

Fiecare sistem de ajustaje are caracteristicile sale din puncte de vedere ca: investiţiile de scule şi instrumente de măsurare, întreţinerea acestora, tehnologia pieselor asamblate şi construcţia asamblărilor.

- Din punct de vedere al investiţiilor, sunt necesare:
  - pentru sistemul alezaj unitar: un alezor (sau altă sculă specială) şi un calibru-tampon pentru executarea alezajului unic şi o sculă simplă (de exemplu, cuţit de strung) pentru executarea tuturor arborilor şi câte un calibru furcă pentru fiecare arbore;
  - pentru sistemul arbore unitar: o sculă simplă şi un calibru furcă pentru executarea arborelui unic şi câte un alezor şi câte un calibru tampon pentru fiecare alezaj.

Prin urmare, în sistemul alezaj unitar, sunt necesare atâtea calibre furcă câte ajustaje sunt, iar în sistemul arbore unitar sunt necesare atâtea alezoare câte ajustaje sunt. Deoarece alezoarele sunt, în general, mai scumpe, se preferă utilizarea sistemului alezaj unitar.

- Referitor la întreţinerea alezoarelor şi calibrelor furcă, trebuie avut în vedere că ele se uzează la fel, dar alezoarele uzate pot fi întrebuinţate la alezaje de diametru mai mic. Acest fapt pledează pentru sistemul arbore unitar, dar nu trebuie supra estimat.

Scanned with OKEN Scanner

- Din punct de vedere tehnologic, sunt cazuri când sistemul arbore unitar prezintă avantaje clare şi devine chiar necesar. Astfel, în cazul arborilor lungi, de la maşinile agricole şi textile, de la unele transmisii etc., care se obţin prin tragere şi nu prin aşchiere, diferitele ajustaje pot fi realizate prin folosirea de alezaje cu toleranţe diferite, adică în sistemul arbore unitar.

- Din punct de vedere constructiv, sistemul arbore unitar este preferat:
  - Când, pe acelaşi arbore, trebuie montate mai multe piese, al căror loc de montare nu este stabilit precis de la început. În acest caz, folosirea unui arbore neted este mai avantajos decât folosirea unui arbore în trepte.

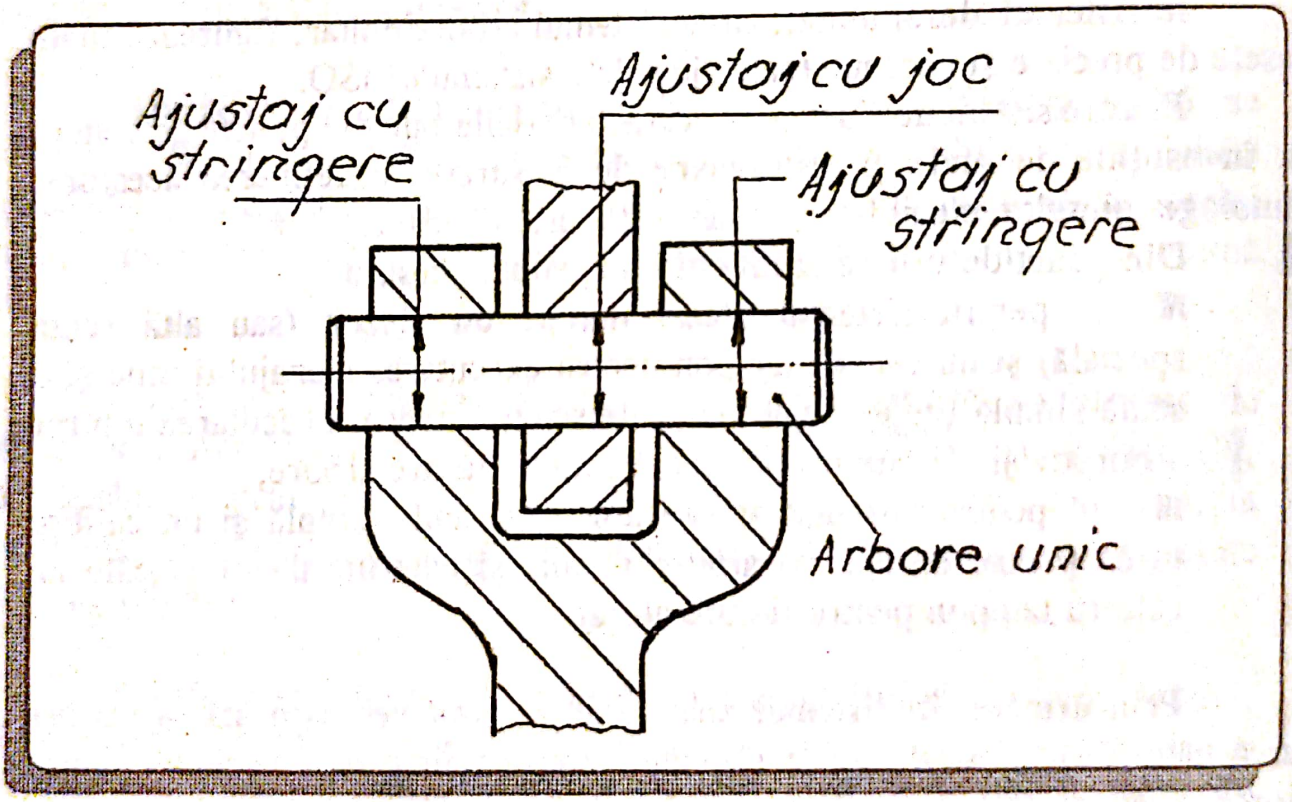


Fig.5.11. Construcţie cu mai multe ajustaje în sistemul arbore unitar

  - Când, pe acelaşi arbore, se prevăd mai multe ajustaje şi anume: un ajustaj cu joc între două ajustaje cu strângere, cum este cazul la asamblarea bolţului în alezajele pistonului şi bielei la

motoarele cu ardere internă, unde ajustajul bolţ-bielă este cu joc şi este plasat între cele două ajustaje cu strângere bolţ-piston (fig.5.11). Dacă aceste piese s-ar asambla în sistemul alezaj unitar ar trebui ca arborele să fie realizat în trepte, ceea ce necesită un consum mai mare de metal şi asamblarea devine mai dificilă.

La montarea rulmenţilor, sunt utilizate ambele sisteme de ajustaje: alezaj unitar pentru alezajul rulmentului şi arbore unitar pentru suprafaţa lui exterioară.

Din cele arătate, rezultă că sunt cazuri când este necesar să se adopte sistemul arbore unitar, iar în toate celelalte situaţii, se va adopta sistemul alezaj unitar - ca cel mai economic.

În practică, sistemul alezaj unitar se utilizează în construcţia de maşini-unelte, autovehicule, tractoare, avioane, locomotive, vagoane, maşini grele, pompe, ventilatoare, maşini miniere, maşini energetice etc. Sistemul arbore unitar se foloseşte la: unele ajustaje de la maşinile-unelte, transmisii, maşini agricole (care au arbori lungi), maşini textile, aparate electrice (la care se utilizează axe din mjateriale trase, maşini de construcţii etc. ambele sisteme de ajustaje se folosesc în: mecanica fină, construcţia de maşini electrice, rulmenţi, maşini de ridicat.

În literatura de specialitate /7/, există şi propuneri privind utilizarea unui sistem de ajustaje combinat, care foloseşte avantajele celor două sisteme de ajustaje. În cadrul sistemului de ajustaje combinat, ajustajele cu strângere şi ajustajele intermediare se realizează în sistemul alezaj unitar, iar ajustajele cu joc - în sistemul arbore unitar.

Această departajare este motivată prin faptul că ajustajele cu strângere şi cele intermediare necesită toleranţe mici (pentru a asigura strângerea sau pentru a se evita pericolul fisurării bucşelor presate), care se obţin mai uşor în sistemul alezaj unitar. Ajustajele cu joc permit toleranţe mai mari, chiar arbori traşi la rece, fără prelucrare ulterioară şi deci, se va folosi sistemul arbore unitar.

Scanned with OKEN Scanner

1.4.2. Metodica alegerii ajustajelor

Alegerea grupei de ajustaje (cu joc, intermediare sau cu strângere) pentru diferite cazuri, nu prezintă dificultăţi. Alegerea ajustajelor, în cadrul unei grupe, este însă mai dificilă, deoarece este necesar să se ţină seama de caracteristicile fiecărui ajustaj, de condiţiile asamblării, de condiţiile de exploatare şi reparaţii.

Alegerea ajustajelor se bazează pe recomandările prezentate în 1.3.1, în scop orientativ sau pe recomandări din literatura de specialitate (tratate, articole, norme, instrucţiuni etc.) pentru fiecare domeniu al construcţiei de maşini. La folosirea acestor recomandări trebuie să se ţină seama şi de faptul că ajustajele asemănătoare lucrează în condiţii concrete diferite şi deci, sunt necesare corecţii în fiecare caz în parte.

Alegerea ajustajelor se pot realiza şi după următoarea metodică:
În funcţie de destinaţie, parametrii funcţionali şi condiţiile de funcţionare, pentru fiecare îmbinare alezaj-arbore se stabilesc valorile limită ale jocului sau strângerii.

(J_{max} şi J_{min} - pentru ajustajele cu joc;
S_{max} şi S_{min} - pentru ajustajele cu strângere;
J_{max} şi S_{max} - pentru ajustajele intermediare).

❶ Se calculează toleranţa ajustajului cu una din relaţiile:

$$T_{aj} = J_{max} - J_{min} \text{ sau } T_{aj} = S_{max} - S_{min} \text{ sau } T_{aj} = J_{max} + S_{max}$$

❷ Deoarece, pe de altă parte, toleranţa ajustajului este egală cu suma dintre toleranţele alezajului şi arborelui ($T_{aj} = T_D + T_d$), din STAS 8100/2-88, se aleg două toleranţe fundamentale, care sumate să dea valoarea stabilită la punctul 1 sau cea mai apropiată de aceasta. La această alegere se va ţine seama de următoarele:

- între mărimile toleranţelor alezajului şi arborelui să nu existe diferenţe mai mari de două trepte de toleranţe;
- toleranţa alezajului se alege, în general, mai mare decât cea a arborelui, deoarece alezajele se prelucrează mai greu.

❸ Se alege sistemul de ajustaje în care se va realiza asamblarea şi se determină câmpul unitar.

Scanned with OKEN Scanner

❹ Se reprezintă grafic ajustajul impus, determinându-se abaterile arborelui (în cazul sistemului alezaj unitar) sau alezajului (în cazul sistemului arbore unitar), care împreună cu câmpul unitar se vor da valorile limită ale jocului (strângerii).

❺ Se caută în STAS 8100/3-88 (clase de toleranţe de uz general pentru dimensiuni până la 3150 mm) arborele (alezajul) cu abateri egale cu cele determinate la punctul 5. În cazul când acest arbore (alezaj) nu există, se aleg 2-3 arbori (alezaje) cu abateri apropiate de cele stabilite. Cu aceştia (acestea) şi câmpul uniatr se formează ajustaje.

b) Pentru a stabili care din ajustajele formate corespunde cel mai bine condiţiilor iniţiale, se calculează jocurile probabile (strângerile probabile) alegându-se, în final, ajustajul al cărui joc probabil (strângere probabilă) este cel mai apropiat (apropiată) de jocul probabil (strângerea probabilă) al (a) ajustajului impus.

Pentru folosirea raţională a sculelor şi evitarea rebuturilor la producţia de serie, reglarea maşinii-unelte se face astfel ca dimensiunile efective ale pieselor (alezaje şi arbori) să fie distanţate cu 2/3 din toleranţa fundamentală corespunzătoare, faţă de limita minimului de material (dimensiunea limită, de la care detaşarea în continuare a materialului, duce la rebutarea piesei; adică d_{min} - pentru arbori şi D_{max} - pentru alezaje). În acest caz, la asamblarea pieselor se obţine un joc probabil (J_p) sau o strângere probabilă, care se calculează cu relaţiile:

$$J_p = A_{sp} - a_{ip};\ S_p = a_{ip} - A_{sp};\ A_{sp} = A_s - \frac{2}{3}IT_D;\ a_{ip} = a_i + \frac{2}{3}IT_d \qquad (18)$$

în care: A_{sp} este abaterea superioară probabilă a alezajului;
a_{ip} - abaterea inferioară probabilă a arborelui;
IT_D şi IT_d - toleranţa fundamentală a alezajului respectiv a arborelui.

Exemplu Să se stabilească ajustajul cu strângere, având caracteristicile:
Dimensiunea nominală $N = 75$ mm; $S_{max} = 90$ μm; $S_{min} = 15$ μm.

① $T_{aj} = S_{max} - S_{min} = 75$ μm.

② În STAS 8100/2-88 (Tabelul cu toleranţe fundamentale) găsim toleranţele: 75IT7 = 30 μm şi 75IT8 = 46 μm, a căror sumă 75(IT7 + IT8), = 76 μm este cea mai apropiată de $T_{aj} = 75$ μm.

Scanned with OKEN Scanner

Din aceste toleranţe: IT8 se va da pentru alezaj (fiind mai mare), iar IT7 - pentru arbore.

③ Să considerăm că execuţia şi asamblarea pieselor între care se realizează ajustajul dat, permit folosirea sistemului alezaj unitar.

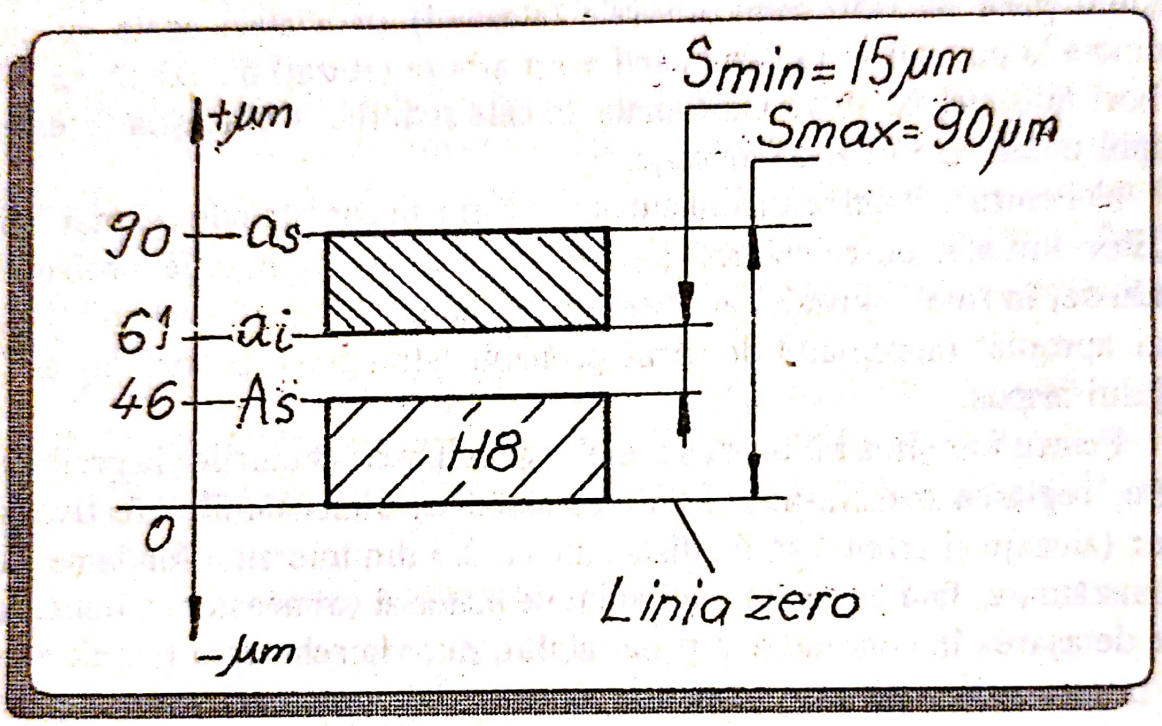


Fig.5.12. Reprezentarea grafică a ajustajului din exemplu

Câmpul alezaj unitar va fi:

$75H8 = 75^{+0,046}_{0}$, pentru care avem $A_s = 46\ \mu m$; $A_i = 0$ şi $T_D = 46\ \mu m$

④ reprezentarea grafică a ajustajului impus este dată în fig.5.12, pentru care abaterile arborelui s-au calculat cu relaţiile:

$$a_s = S_{max} + A_i = 90 + 0 = 90\ \mu m$$
$$a_i = S_{min} + A_s = 15 + 46 = 61\ \mu m$$

⑤ În STAS 8100/3-88 nu se găseşte arborele $75^{+0,090}_{+0,061}$ şi ca urmare, se aleg următorii trei arbori cu abateri apropiate:

$$75s6 = 75^{+0,078}_{+0,059}\ mm;\ 75s7 = 75^{+0,089}_{+0,059}\ mm \text{ şi } 75s8 = 75^{+0,105}_{+0,059}\ mm$$

Scanned with OKEN Scanner

Cu aceşti arbori şi alezajul unitar, se formează ajustajele:

$$75\frac{H8}{s6};\ 75\frac{H8}{s7} \text{ şi } 75\frac{H8}{s8}.$$

⑥ Folosind relaţiile (78) se obţin următoarele strângeri probabile:

- pentru ajustajul impus: $S_p = 61\ \mu m$;
- pentru ajsutajul $75\frac{H8}{s6}$: $S_p = 59\ \mu m$;
- pentru ajustajul $75\frac{H8}{s7}$: $S_p = 60\ \mu m$;
- pentru ajustajul $75\frac{H8}{s8}$: $S = 69\ \mu m$.

Se observă că ajustajul $75\frac{H8}{s7}$ are jocul probabil cel mai apropiat de jocul ajustajului impus şi deci, va fi ajustajul ales.

2. Controlul dimensional al suprafeţelor de formă simplă

2.1. Controlul dimensiunilor

Suprafeţele plane, cilindrice sau sferice sunt caracterizate, în general, prin unul sau mai mulţi parametri care trebuie măsuraţi (lungimi, lăţimi, grosimi, diametre) întâlniţi ca dimensiuni exterioare sau interioare.

Măsurarea acestor parametri se face cu mijloace de măsurare universale, prezentate în capitolul IV, folosind metode de evaluare directă sau prin comparare cu măsurări etalon. La fiecare din aceste măsurători trebuie să se ţină seama de precizia mijloacelor de măsurare urmărindu-se ca la alegerea metodei de măsurare să se respecte principiul conform căruia: *"introducerea de elemente în plus într-o schemă de măsurare măreşte erorile*

metodei de măsurare".

Există metode şi mijloace de măsurare specifice pentru:

- măsurarea dimensiunilor normale;
- măsurarea dimensiunilor mari;
- măsurarea dimensiunilor mici,

iar acestea sunt grupate în funcţie de utilizarea lor la:

- măsurarea dimensiunilor exterioare sau
- interioare.

Ne vom opri, în continuare, asupra controlului dimensiunilor cu calibre limitative (alte mijloace de măsurare au fost tratate în cap.IV).

2.1.1. Controlul dimensiunilor cu calibre limitative

La producţia de serie mare sau de masă, unde precizia o permite, controlul diferitelor dimensiuni se face cu calibre. Utilizarea calibrelor măreşte productivitatea operaţiilor de control, uşurează munca depusă de controlor, înlăturată erorile de citire, asigură interschimbabilitatea pieselor prelucrate, reduce costul operaţiilor de control.

Calibrele sunt măsuri şi instrumente de măsurat, care materializează cele două limite între care este permis să se execute o piesă oarecare. Se folosesc calibre pentru controlul suprafeţelor cilindrice netede, suprafeţelor care formează ajustaje plane, distanţei dintre axele alezajelor, distanţei dintre axa unui alezaj şi o suprafţă plană şi altele.

2.1.1.1. Calibre pentru controlul suprafeţelor cilindrice netede

În cazul alezajelor, materializarea celor două limite se face prin două calibre tampon (fig.5.13. a, b): unul pentru materializarea dimensiunii minime, numit calibrul sau partea "trece" şi celălalt, pentru materializarea dimensiunii maxime, calibrul sau partea "nu trece".

Scanned with OKEN Scanner

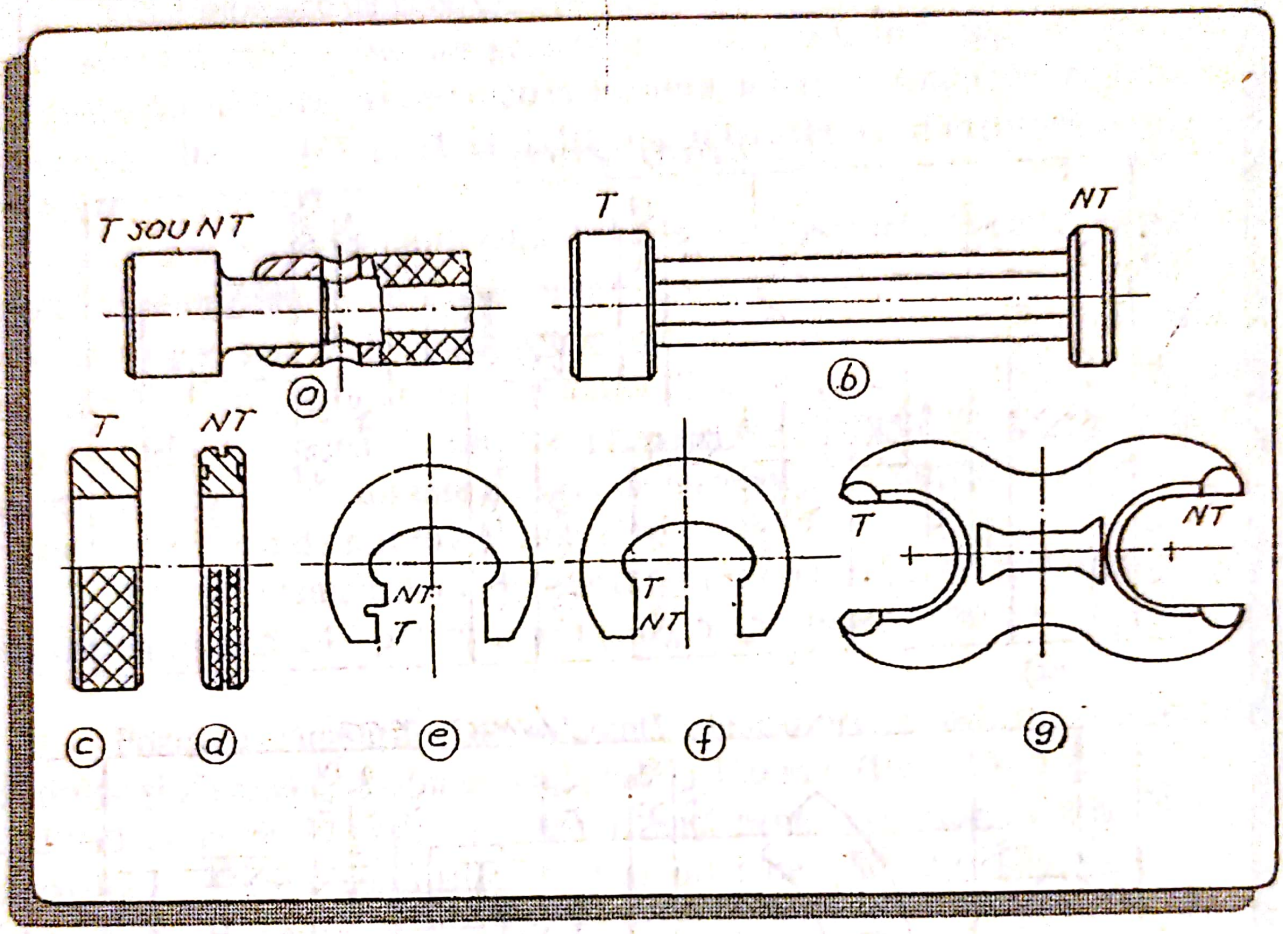


Fig.5.13. Calibre pentru controlul suprafeţelor cilindrice netede

În cazul arborilor, cele două limite se materializează cu câte un calibru inel (fig.5.13. c, d) sau un calibru furcă (fig.5.13. e, f, g). Dimensiunea maximă este materializată de partea (calibrul) "trece" (T), iar dimensiunea minimă, de partea (calibrul) "nu trece" (NT).

Pentru ca o piesă să fie corespunzătoare, este necesar ca partea "trece" să treacă pe întreaga lungime a alezajului sau arborelui, iar partea "nu trece" nu trebuie să intre în alezaj sau arbore.

Toleranţele calibrelor pentru piese cilindrice netede cât şi dimensiunile lor sunt date în STAS 8221-80 şi STAS 8223-80; elemente de construcţie a calibrelor în: STAS 2980/1-80, STAS 2981/1-80, STAS 4350-80; STAS 3634-80; STAS 2991-80, STAS 3507-80; STAS 2992/1-80; STAS 2992/2-80, STAS 8424-80 se referă la controlul calibrelor.

Scanned with OKEN Scanner

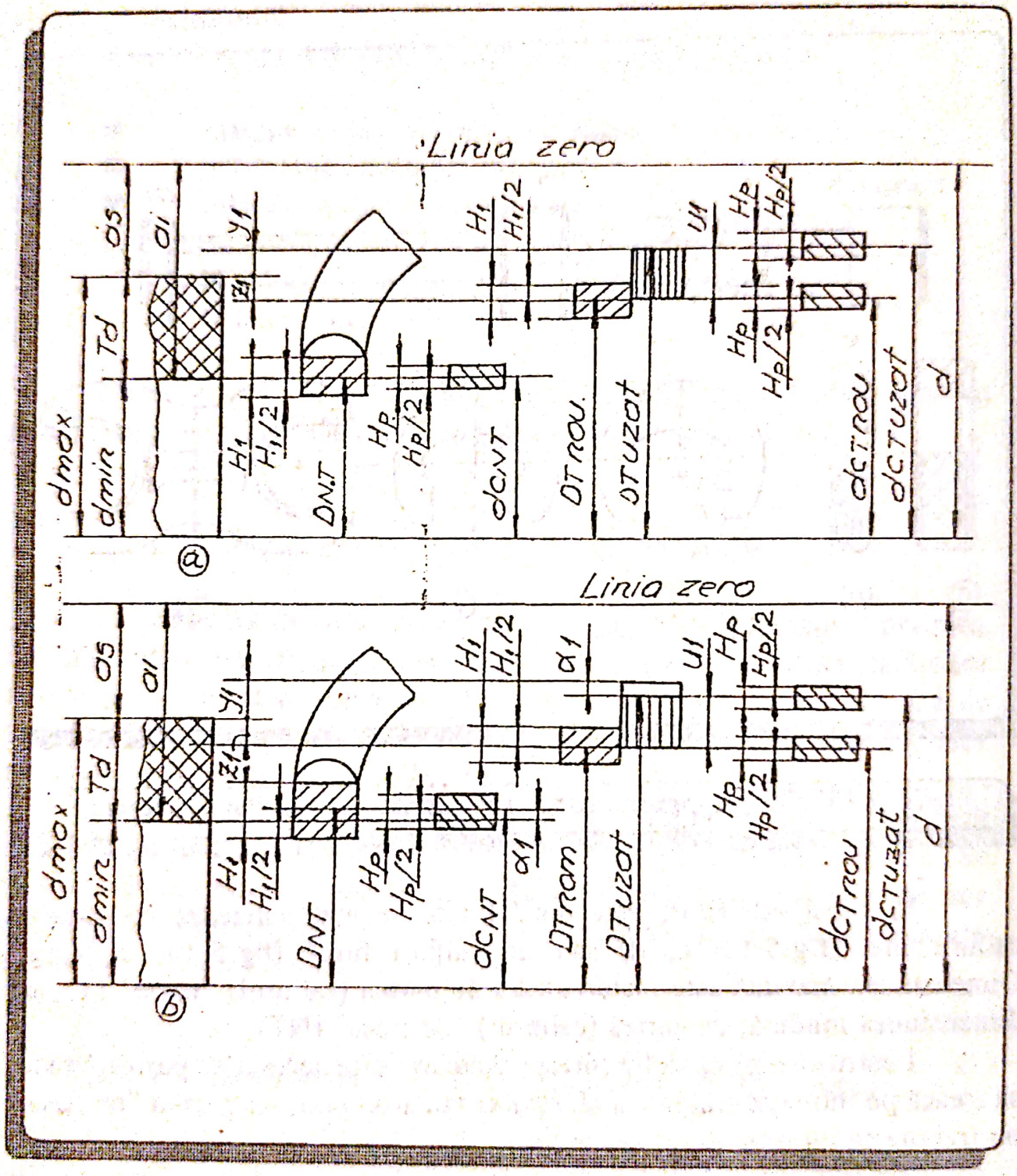


Fig.5.14. Câmpurile de toleranţă ale calibrelor pentru arbori:
a - arbori cu dimensiunea d ≤ 180 mm;
b - arbori cu dimensiunea d > 180 mm

Scanned with OKEN Scanner

Fiind mijloace de control, calibrele trebuie să se execute cu o precizie mult mai mare decât a pieselor pe care le controlează. În funcţie de valoarea dimensiunilor nominale şi de precizia acestora, toleranţa calibrului constituie, în general, de la 1/3 până la 1/10 din toleranţa la dimensiunea piesei verificate.

La dimensionarea calibrelor de lucru, se ţine seama de faptul că partea "trece" vine în contact funcţional cu marea majoritate a pieselor controlate şi deci, se va uza mai mult decât partea "nu trece". Ca urmare, pentru partea "nu trece" se prevede numai o toleranţă de execuţie (ca la orice piesă), în timp ce, pentru partea "trece" se prevede o toleranţă de execuţie şi o "toleranţă de uzură", care este un strat de material ce urmează să se consume treptat în perioada de folosire a calibrelor.

Schemele câmpurilor de toleranţă ale calibrelor şi contracalibrelor sunt prezentate în fig.5.14 - pentru arbori şi fig.5.15 - pentru alezaje.

Poziţiile câmpurilor de toleranţă ale calibrelor pentru verificarea arborilor şi alezajelor cu dimensiuni până la 180 mm (fig.5.14. a şi fig.5.15. a) diferă de poziţiile câmpurile de toleranţă pentru verificarea arborilor şi alezajelor a căror dimensiuni sunt mai mari de 180 mm (fig.5.14. b şi fig.5.15. b).

În fig.5.14 şi fig.5.15 s-au folosit notaţiile:

- $D(d)$ - diametrul nominal al alezajului (arborelui);
- D_{max} şi D_{min} (d_{max} şi d_{min}) - diametrele limită pentru alezaj (arbore);
- A_s şi A_i (a_s şi a_i) - abaterile limită ale alezajului (arborelui);
- T_D (T_d) - toleranţa alezajului (arborelui);
- H (H_1) - toleranţa de execuţie pentru calibre tampon (furcă);
- H_s - toleranţa de execuţie în cazul unui calibru tampon sferic;
- H_p - toleranţa de execuţie pentru calibrele (contracalibre) cu care se verifică calibrele furcă;
- $y(y_1)$ - limita de uzură a părţii "trece" pentru calibrele tampon (furcă);
- $z(z_1)$ - cota centrului câmpului de toleranţă pentru partea "trece" a calibrelor tampon (furcă);

Scanned with OKEN Scanner

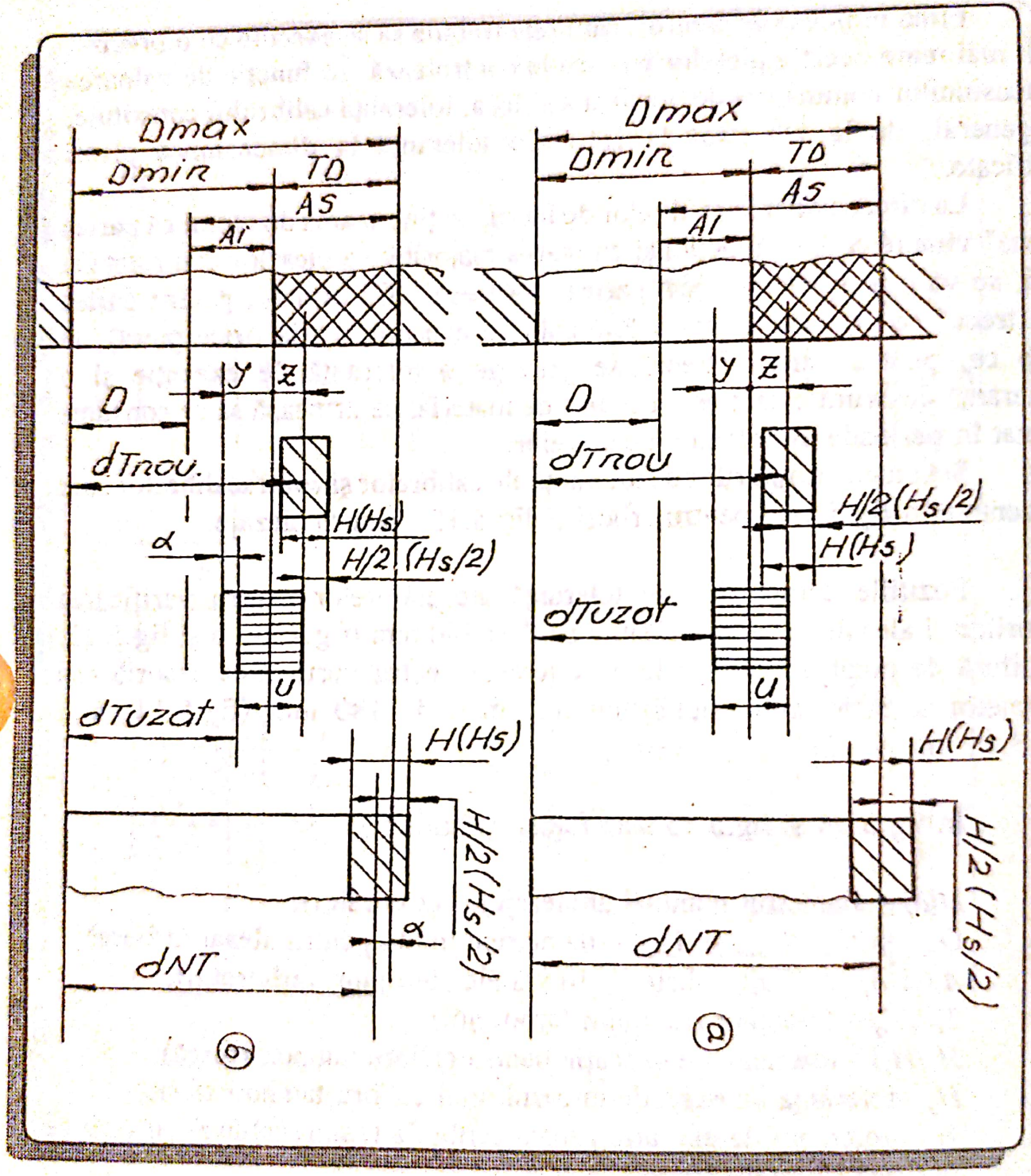


Fig.5.15. Câmpurile de toleranţă ale calibrelor pentru alezaje:
a - alezaje cu dimensiunea D ≤ 180 mm;
b - alezaje cu dimensiunea D > 180 mm

Scanned with OKEN Scanner

- $\alpha(\alpha_1)$ - zona de siguranţă prevăzută pentru calibrele tampon (furcă) cu diametrul peste 180 mm, necesară compensării erorilor de măsurare.
- $u(u_1)$ u- toleranţa de uzură pentru partea "trece" a calibrelor tampon (furcă).
- $D_{T\,nou}$ $(d_{T\,nou})$ şi $D_{T\,uzat}$ $(d_{T\,uzat})$ - dimesiunile pentru partea "trece" nouă şi partea "trece" uzată la calibrele furcă (tampon);
- D_{NT} (d_{NT}) - dimesniunea părţii "nu trece" la calibrele furcă (tampon);
- $dc_{T\,nou}$ şi $dc_{T\,uzat}$ - dimensiunile pentru partea "trece" nouă şi partea "trece" uzată la contracalibrele pentru arbori;
- dc_{NT} - dimensiunea părţii "nu trece" la contracalibrele pentru arbori.

Dimensiunea nominală a părţii "trece" a calibrelor pentru verificarea arborilor este diametrul maxim al arborilor, d_{max}, minus valoarea z_1. Toleranţa de execuţie, H_1, este simetrică faţă de această dimensiune nominală. Toleranţa de uzură (u_1) începe la mijlocul toleranţei de execuţie şi ajunge peste diametrul maxim (d_{max}) cu distanţa y_1 (la calibrele pentru verificarea arborilor cu treptele de toleranţă 9...18, $y_1 = 0$). când dimensiunea nominală a arborelui de verificat depăşeşte 180 mm se prevede zona de siguranţă α_1 pentru compensarea erorilor de măsurare.

Dimensiunea nominală a părţii "nu trece" a calibrelor pentru verificarea arborilor este egală cu diametrul minim al arborilor, d_{min} - pentru diametre sub 180 mm şi cu $d_{min} + \alpha_1$ - pentru diametre peste 180 mm. Toleranţa de execuţie (H_1) este simetrică faţă de dimensiunea nominală.

Contracalibrele pentru verificarea calibrelor de lucru au ca dimensiuni nominale:

- dimensiunea $D_{T\,nou}$ - pentru partea "trece" nouă;
- dimensiunea $D_{T\,uzat}$ - pentru partea "trece" uzată;
- dimensiunea D_{NT} - pentru partea "nu trece".

Toleranţele contracalibrelor (H_p) sunt simetrice faţă de dimensiunile nominale menţionate.

Dimensiunea nominală a părţii "trece" a calibrelor pentru verificarea alezajelor este egală cu diametrul minim al alezajelor, D_{min} plus valoarea z. Toleranţa de execuţie (H sau H_s) este simetrică faţă de dimensiunea nominală. Toleranţa de uzură a părţii "trece" începe la mijlocul toleranţei de fabricaţie şi ajunge sub diametrul minim prescirs (D_{min}) cu distanţa y (la calibrele pentru

Scanned with OKEN Scanner

verificarea alezajelor cu trepte de toleranţă 6...18, y = 0). Când dimensiunea nominală a alezajului depăşeşte 180 mm se prescrie zona de siguranţă α.

Dimensiunea nominală a părţii "nu trece" a calibrelor pentru verificarea alezajelor este D_{max}, pentru D ≤ 180 mm şi $D_{max} - \alpha$, pentru D > 180 mm. Toleranţa de execuţie a părţii "nu trece" este simetrică faţă de dimensiunea nominală.

Calibrele tampon nu se verifică cu ajutorul contracalibrelor ci cu ajutorul unor mijloace de măsurare universale ca: optimetrul, microscopul universal etc.

Pe baza celor de mai sus şi a fig.5.14 şi fig.5.15, se scriu următoarele relaţii de calcul:

■ Calibre pentru arbori:

❑ $D_{T\,nou} = d_{max} - z_1 \pm H_1/2,$	pentru orice d;	
❑ $D_{T\,uzat} = d_{max} + y_1,$	pentru d ≤ 180 mm;	(19)
❑ $D_{T\,uzat} = d_{max} + y_1 - \alpha_1,$	pentru d > 180 mm;	
❑ $D_{NT} = d_{min} \pm H_1/2,$	pentru d ≤ 180 mm;	
❑ $D_{NT} = d_{min} + \alpha_1 \pm H_1/2,$	pentru d > 180 mm;	(20)
❑ $dc_{T\,nou} = D_{T\,nou} \pm H_p/2 = d_{max} - z_1 \pm H_1/2 \pm H_p/2,$	pentru orice d;	
❑ $dc_{T\,uzat} = D_{T\,uzat} \pm H_p/2;$		
❑ $dc_{T\,uzat} = d_{max} + y_1 \pm H_p/2,$	pentru d ≤ 180 mm;	(21)
❑ $dc_{T\,uzat} = d_{max} + y_1 - \alpha_1 \pm H_p/2,$	pentru d > 180 mm;	
❑ $dc_{NT} = D_{NT} \pm H_p/2;$		
❑ $dc_{NT} = d_{min} \pm H_1/2 \pm H_p/2,$	pentru d ≤ 180 mm;	(22)
❑ $dc_{NT} = d_{min} + \alpha_1 \pm H_1/2 \pm H_p/2,$	pentru d > 180 mm.	

■ Calibre pentru alezaje:

❑ $d_{T\,nou} = D_{min} + z \pm H/2,$	pentru orice D;	
❑ $d_{T\,uzat} = D_{min} - y,$	pentru D ≤ 180 mm;	(23)
❑ $d_{T\,uzat} = D_{min} - y + \alpha,$	pentru D > 180 mm;	
❑ $d_{NT} = D_{max} \pm H/2,$	pentru D ≤ 180 mm;	(24)
❑ $d_{NT} = D_{max} - \alpha \pm H/2,$	pentru D > 180 mm.	

Valorile y_1, z_1 şi α_1; y, z şi α şi treptele de precizie ale calibrelor sunt date în STAS 8222-80. Abaterile limită la dimensiune şi toleranţele de formă sunt date în STAS 8223-80 - pentru arbori şi în STAS 8221-80 - pentru

calibre pentru alezaje. În STAS 8223-80 se dau abaterile limită la dimensiune şi toleranţele de formă pentru contracalibre.

Deoarece în practică, controlul cu calibre a unui lot de piese, este efectuat de mai mulţi factori, se deosebesc:

- calibre de lucru, folosite de lucrătorul de la maşina-unealtă;
- calibre de control, folosite de personalul din compartimentul de control şi
- calibre de recepţie, folosite de beneficiar.

Pentru evitarea discuţiilor între fabricaţie şi control, toleranţa de uzură a părţii "trece" se împarte în două: o parte pentru uzura calibrului de lucru (u_1 sau u) şi o parte pentru uzura calibrului de control.

În sistemul ISO, nu sunt prevăzute calibre de control şi calibre de recepţie, putând fi utilizate, în această calitate, calibre de lucru T şi NT cu un anumit grad de uzură.

2.1.1.2. Calibre pentru controlul suprafeţelor care formează ajustaje plane

În general, dimensiunile şi toleranţele calibrelor şi contracalibrelor folosite pentru controlul suprafeţelor care formează ajustaje plane, se stabilesc după metoda prezentată mai sus (2.1.1.1.). În acest caz, dimensiunile plane exterioare (curpinse) sunt asimilate cu dimensiunile arborilor, iar dimensiunile plane interioare (cuprinzătoare) - cu dimensiunile alezajelor.

În unele cazuri, independent de cele recomandate prin STAS 8221-80, STAS 8222-80 şi STAS 8223-80 toleranţele de execuţie pentru calibrele "trece" şi "nu trece" şi toleranţa de uzură, pentru calibrul "trece", se pot calcula cu relaţiile:

$$\square \quad Tc_1 = Tu_1 \approx \frac{T_L}{10}, \quad \text{pentru L} \leq 100 \text{ mm};$$

$$\square \quad Tc_2 = Tu_1 \approx \frac{T_L}{14}, \quad \text{pentru L} > 100 \text{ mm}. \qquad (25)$$

unde: L - reprezintă valoarea nominală a dimensiunii plane exterioare;
T_L - toleranţa acestei dimensiuni;
Tc_1 - toleranţa de execuţie a calibrului potcoavă;

Scanned with OKEN Scanner

Tu_1 - toleranţa de uzură a calibrului potcoavă "trece";

şi

- $T_c = Tu \approx \frac{T_1}{10}$, pentru $l \leq 100$ mm;
- $T_c = Tu \approx \frac{T_1}{10}$, pentru $l > 100$ mm. (26)

unde: l; T_1; T_c şi T_u au semnificaţiile din relaţiile (25), dar se referă la calibrele tampon plane, folosite pentru verificarea dimensiunilor plane interioare. Poziţiile toleranţelor calibrelor şi contracalibrelor sunt date în fig.5.16.

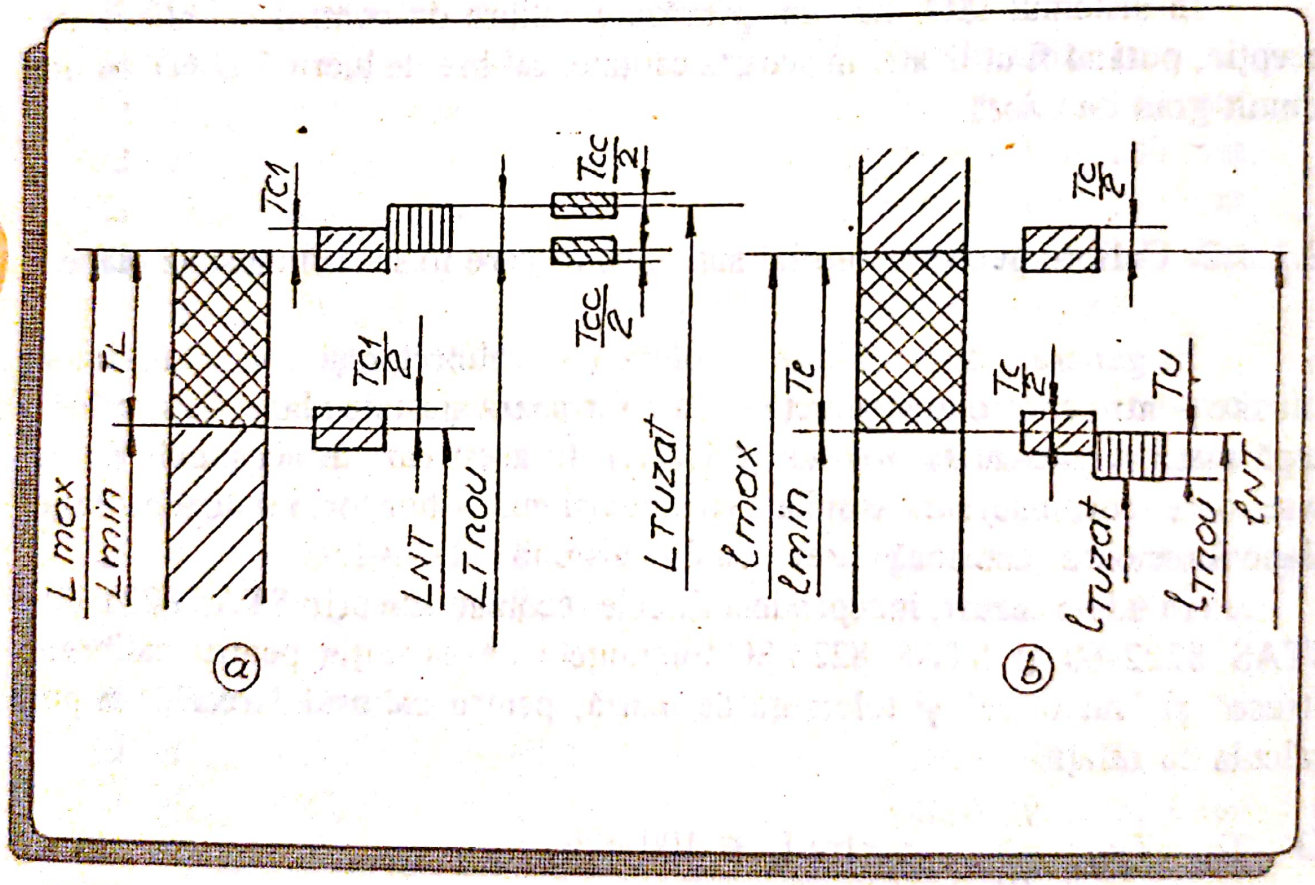


Fig.5.16. Poziţiile câmpurilor de toleranţă pentru calibre plane:
a - calibre potcoavă;
b - calibre tampon

Relaţiile pentru calculul dimensiunilor calibrelor plane sunt:

- $L_{T\,nou} = L_{max} \pm Tc_1/2 = L_{max} \pm T_1/20$, pentru L ≤ 100 mm;
- $L_{T\,uzat} = L_{max} + Tu_1 = L_{max} + T_L/28$, pentru L > 100 mm; (27)
- $L_{NT} = L_{min} \pm Tc_1/2 = L_{min} \pm T_L/20$, pentru L ≤ 100 mm;
- $L_{NT} = L_{min} \pm T_L/28$, pentru L > 100 mm. (28)

2.1.1.3. Calibre pentru controlul distanţei dintre axele alezajelor

Controlul distanţei dintre axele alezajelor, cu ajutorul calibrelor, se poate realiza în două situaţii, şi anume:

❶ luându-se în consideraţie influenţa toleranţelor la diametrele alezajelor;

❷ fără a ţine seama de variaţia valorilor efective ale diametrelor. În primul caz, se controlează distanţa (L) dintre cele mai apropiate generatoare sau distanţa (l) dintre cele mai depărtate generatoare (fig.5.17).

Distanţa dintre generatoarele cele mai apropiate este dată de relaţia:

$$L = A - \left(\frac{D_1 + D_2}{2}\right) \tag{31}$$

în care: L, A, D_1 şi D_2 sunt valorile nominate ale dimensiunilor respective.

Dacă se obţine seama de abaterile limită prescrise pentru A, D_1 şi D_2, se obţin expresiile:

$$L_{min} = A_{min} - \frac{(D_{1max} + D_{2max})}{2};$$

$$L_{max} = A_{max} - \frac{(D_{1min} + D_{2min})}{2}; \tag{32}$$

pe baza cărora se calculează dimensiunile calibrului potcoavă.

Pentru distanţa dintre generaloarele cele mai depărtate, se obţin relaţiile:

$$l = A + \frac{D_1 + D_2}{2} \tag{33}$$

$$l_{min} = A_{min} + \frac{(D_{1\,min} + D_{2\,min})}{2};$$

$$l_{max} = A_{max} + \frac{(D_{1\,max} + D_{2\,max})}{2}. \qquad (34)$$

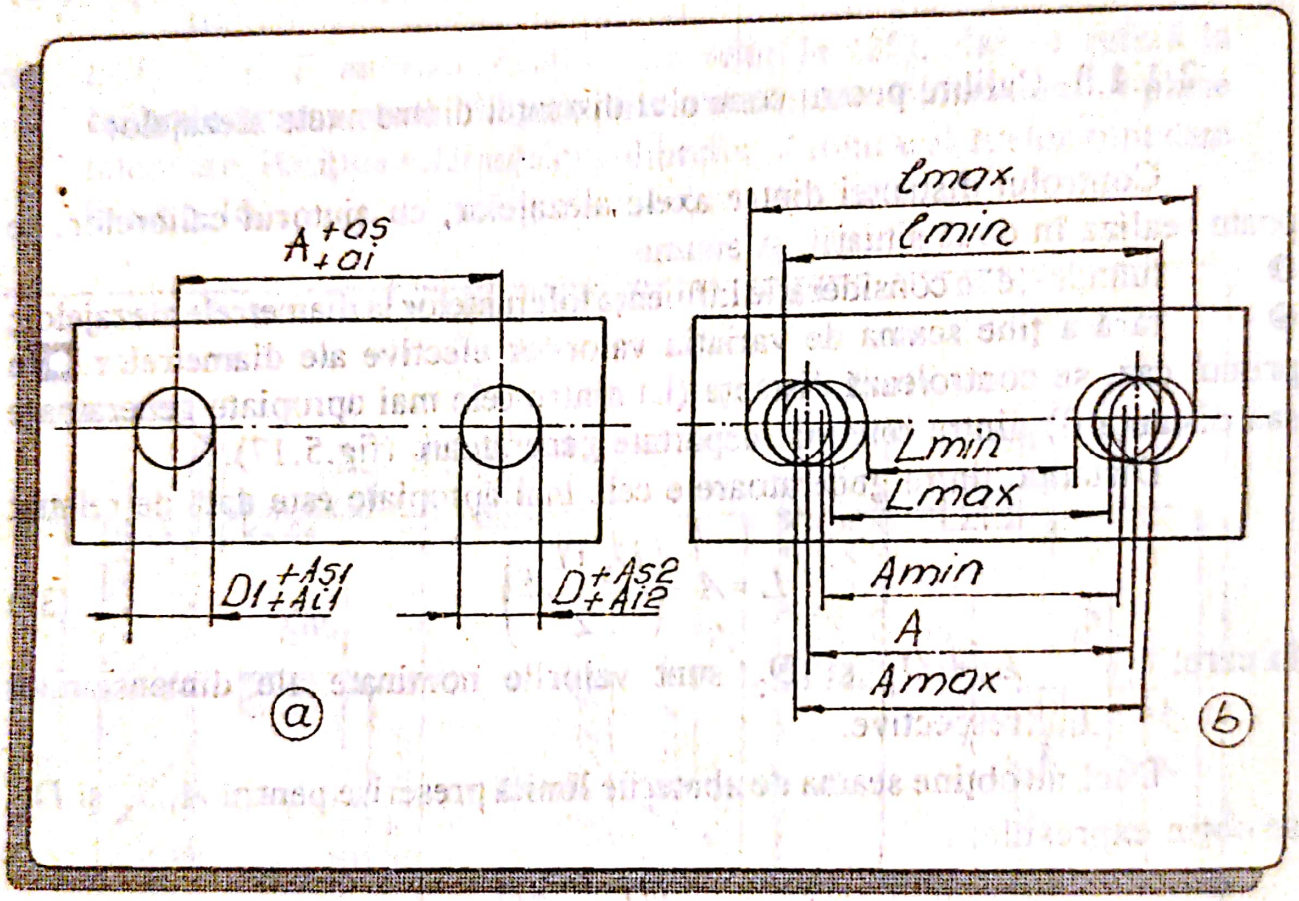


Fig.5.17. Schemă pentru controlul cu calibre a distanţei dintre axele alezajelor

Calibrele potcoavă pentru controlul distanţei L pot avea forma din fig.5.13. e si fig.5.18. a iar calibrele tampon plate - forma din fig.5.18. b.

Suprafeţele active ale acestor calibre trebuie să fie semicilindrice cu o rază mai mică decât raza alezajelor controlate.

Scanned with OKEN Scanner

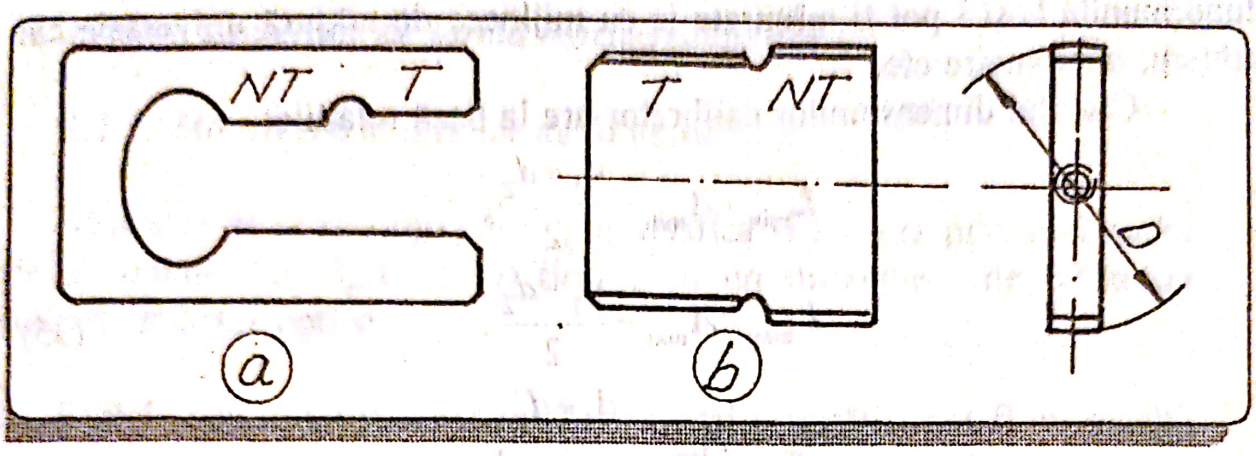


Fig.5.18. Calibre pentru controlul distanţei dintre axele alezajelor:
a - calibru potcoavă;
b - calibru tampon plat

În cea de a oua situaţie, când nu e ţine seama de influnţa variaţiei diamerelor alezajelor, se olosesc dornuri de ontrol cu ajutorul ărora se materialieză axele alezajelor. Dornurile de control ot avea o construcţie implă (fig.5.19) cu o arte conică la un apăt (conicitate între :20 şi 1:50) sau o construcţie mai complicată, ca de exemplu: cu partea onică elastică, cu plunjere etc.

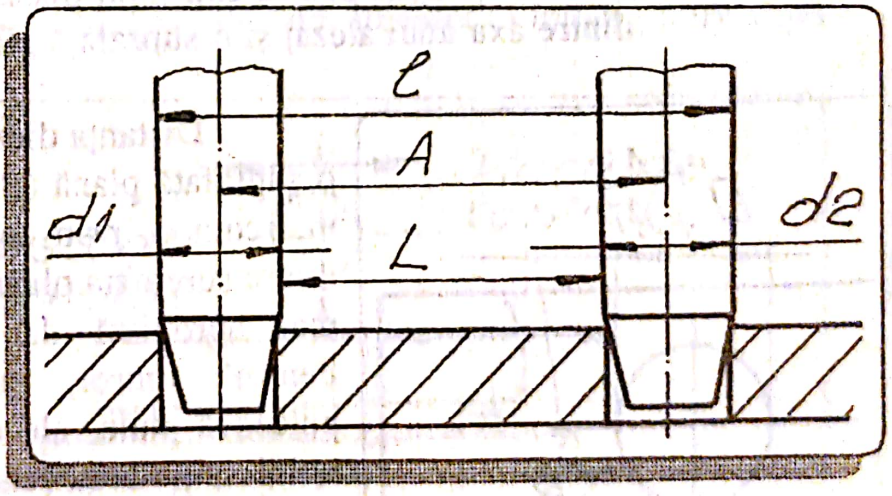


Fig.5.19. Materializarea axelor alezajelor cu dornuri de control

Distanţele L, dintre generatoarele cele mai apropiate, şi l, dintre eneratoarele cele mai depărtate, se controlează cu calibre tampon şi respectiv otcoavă (la producţia de serie mare sau de masă). La producţia de serie mică

dimensiunile L şi l pot fi măsurate şi cu mijloace de măsură universale ca: şublere, micrometre etc.

Calculul dimensiunilor calibrelor are la bază relaţiile:

$$L_{min} = A_{min} - \frac{d_1 + d_2}{2};$$

$$L_{max} = A_{max} - \frac{d_1 + d_2}{2}. \qquad (35)$$

$$l_{min} = A_{min} + \frac{d_1 + d_2}{2};$$

$$l_{max} = A_{max} + \frac{d_1 + d_2}{2}. \qquad (36)$$

din care se observă că distanţele L şi l nu depind de variaţia diametrelor alezajelor, ci numai de variaţia distanţei dintre axei.

2.1.1.4. Calibre pentru controlul distanţei dintre axa unui alezaj şi o suprafaţă plană

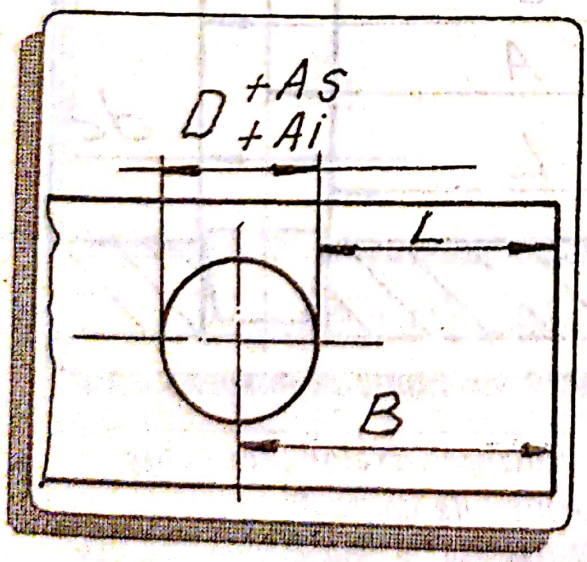


Fig.5.20. Schemă pentru controlul distanţei dintre axa unui alezaj şi o suprafaţă plană

Distanţa dintre axa unui alezaj şi o suprafaţă plană (B) se controlează, cel mai comod, prin controlul distanţei (L) dintre suprafaţa plană şi generatoarea cea mai apropiată de aceasta (fig.5.20). Pentru control, se folosesc calibre potcoavă plate, ale căror dimensiuni se stabilesc pe baza relaţiilor:

$$L = B - \frac{D}{2}; \qquad (37)$$

$$L_{min} = B_{min} - \frac{D_{max}}{2};$$

$$L_{max} = B_{max} - \frac{D_{min}}{2}. \qquad (38)$$

2.2. Măsurarea abaterilor de formă macrogeometrice

2.2.1. Măsurarea abaterilor de la rectilinitate

Abaterile de la rectilinitate se pot verifica şi măsura prin mai multe metode şi anume: cu rigla de verificare, cu un instrument de măsurare relativă, cu mijloace optice.

■ Riglele pentru verificarea rectilinităţii (şi planităţii) pot fi cu muchii active (clasele de precizie 0, 1 şi 2); cu suprafeţe active (clasele de precizie 1, 2, 3 şi 4) şi cu unghi activ (clasele de precizie 1, 2 şi 3).

Verificarea cu rigla se bazează pe metoda fantei luminoase. Pentru măsurare, se suprapune muchia sau suprafaţă activă a riglei, peste dreapta de verificat şi se aşează în faţa unei surse de lumină. Existenta abaterilor este marcată de apariţia unei fante de lumină de grosime variabilă, iar aprecierea cantitativă a abaterii se poate realiza cu fante model sau cu ajutorul unor "sonde" cu grosimi de 0,02...0,5 mm, aşezate, în diferite locuri, între riglă şi piesă.

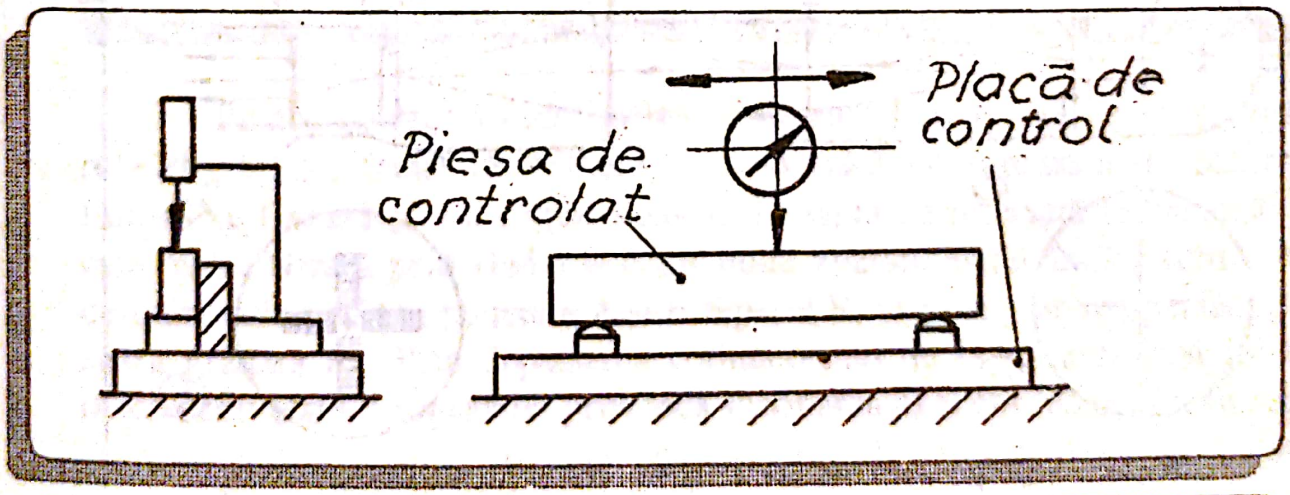


Fig.5.21. Măsurarea abaterii de la rectilinitate cu un instrument de măsurare relativă

■ Cu ajutorul unui instrument de măsurare relativă (comparator cu cadran, minimetru, ortotest etc.), se poate stabili atât valoarea cât şi tipul abaterii. Pentru măsurare, piesa se aşează pe o placă de control, pe prisme sau

Scanned with OKEN Scanner

între vârfuri (dacă este rotundă), iar instrumentul folosit la măsurare, se deplasează în lungul piesei ce se controlează paralel cu direcţia pe care se măsoară abaterea, folosind un sistem de ghidare (fig.5.21).

■ Mijloacele optice folosite pentru măsurarea abaterii de la rectilinitate (şi planitate) se prezintă în mai multe variante constructive, fiind realizate pe principiile: colimaţiei, interferenţei, cu raze laser etc. Prezentăm în continuare câteva din acestea.

❑ *Colimatorul şi luneta* se bazează pe compararea piesei de controlat (dreapta reală) cu o dreaptă de referinţă materializată prin axa optică a celor două aparate. Schema de principiu este dată în fig.5.22.

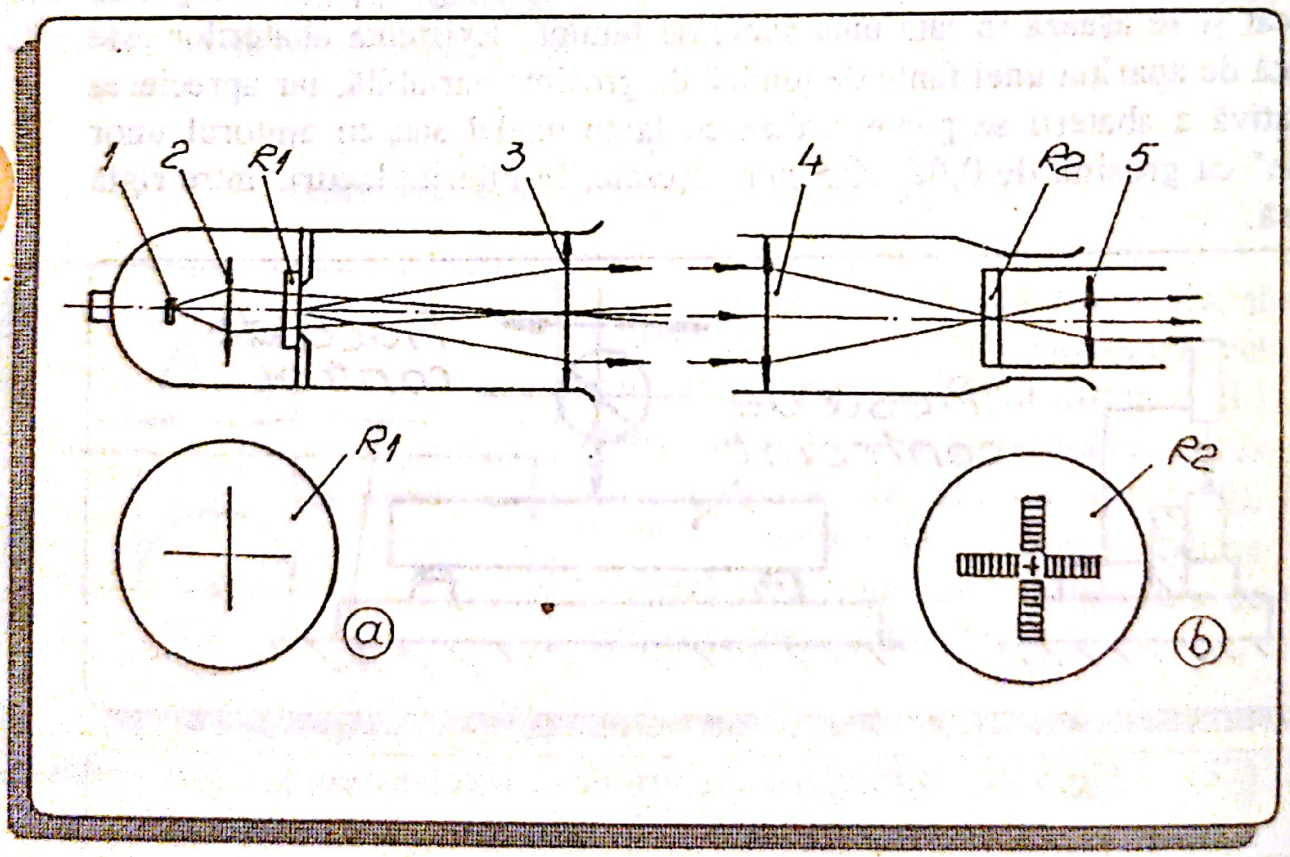


Fig.5.22. Schema de principiu a colimatorului şi lunetei:
a - colimatorul;
b - luneta

Colimatorul este un aparat optic care proiectează la infinit o scară gradată. Lumina venită de la sursa 1 (fig.5.22. a) trece prin condensorul 2 şi luminează plăcuţa cu reperul R_1 (în formă de cruce) situată în planul focal al lentilei obiectiv 3.

Luneta (fig.5.22. b) este formată din lentila obiectiv 4, scara gradată R_2, situată în planul focal al lentilei 4 şi ocularul 5, al cărui plan focal coincide cu planul în care se află scara R_2.

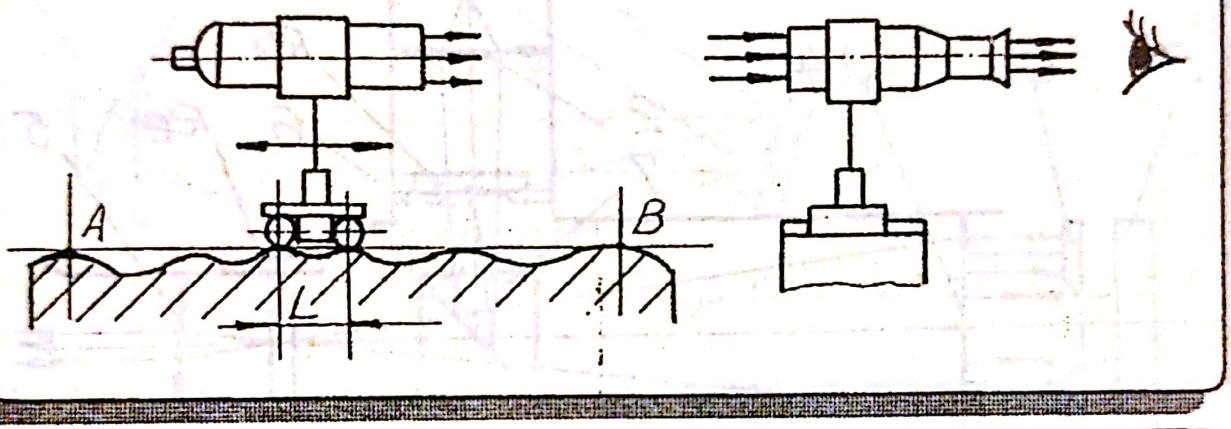


Fig.5.23. Măsurarea rectilinităţii cu colimatorul şi luneta

Pentru controlul rectilinităţii, colimatorul se aşează pe un suport cu role (fig.5.23), fixate la distanţa L, care calcă pe suprafaţa de controlat. Luneta se fixează pe un suport separat. Dreapta de referinţă (adiacentă) AB este materializată prin reglarea celor două aparate astfel încât, atunci când colimatorul se află în punctele A şi B reperul R_1 să se suprapună perfect peste scara gradată R_2. Prin deplasarea colimatorului de la A la B (sau invers), orice denivelare a suprafeţei provoacă înclinarea axei colimatorului în raport cu dreapta de referinţă, iar imaginea reperului R_1 se va deplasa faţă de scara gradată R_2. Pe baza valorilor astfel determinate, se calculează abaterea de la rectilinitate.

Luneta autocolimatoare este un aparat optic alcătuit dintr-un colimator şi o lunetă, care sunt suprapuse (fig.5.24). Colimatorul (sursa de lumină 1 - condensorul 2 - plăcuţa cu reperul R_1 - diafragma 6 - prisma 7 - obiectivul 3) formează imaginea reperului R_1 la infinit. Dacă în fata colimatorului se plasează oglinda 9, perpendiculară pe axa optică, se obţine o imagine a

imaginii reperului R_1 în planul scării gradate R_2 a lunetei (obiectivul 4 - prisma 7 - scara gradată R_2 - ocularul 5).

Orice înclinare a oglinzii 9 determină deplasarea imaginii reperului R_1 faţă de scara gradată R_2, putându-se măsura deplasarea în unităţi de lungime sau de unghi.

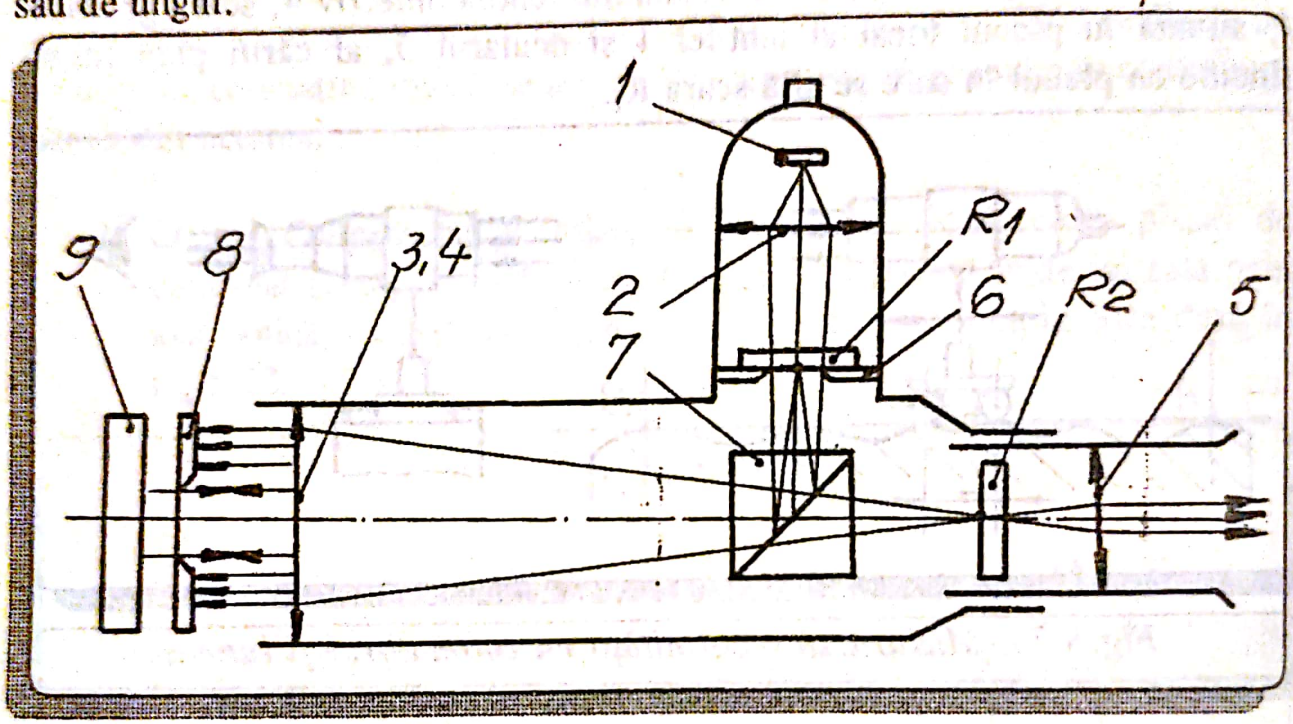


Fig.5.24. Schema lunetei autocolimatoare

Pentru controlul rectilinităţii, se procedează la fel ca în fig.5.23 doar că, în locul colimatorului se plasează oglinda plană 9, iar în locul lunetei - luneta autocolimatoare.

În fig.5.25 se prezintă schema de principiu a interferometrului Kühne, folosit în mod curent la controlul rectilinităţii (şi planităţii), pe lungimi variind între 0,1 şi 12 m.

Lumina de la sursa 1 este transformată, de condensorul 2 şi filtrul 3, într-un fascicul monocromatic de raze paralele, care este deviat de oglinda 4, lama divizoare 5, oglinzile 7, 8, 9, 11 şi 12. Lângă oglinzile de referinţă 11 şi 12 este montată diafragma 10, cu fanta dublă, care produce difracţia luminii. După difracţie, lumina interferează pe lama 5, iar franjele de interferenţă sunt observate cu luneta 6.

Scanned with OKEN Scanner

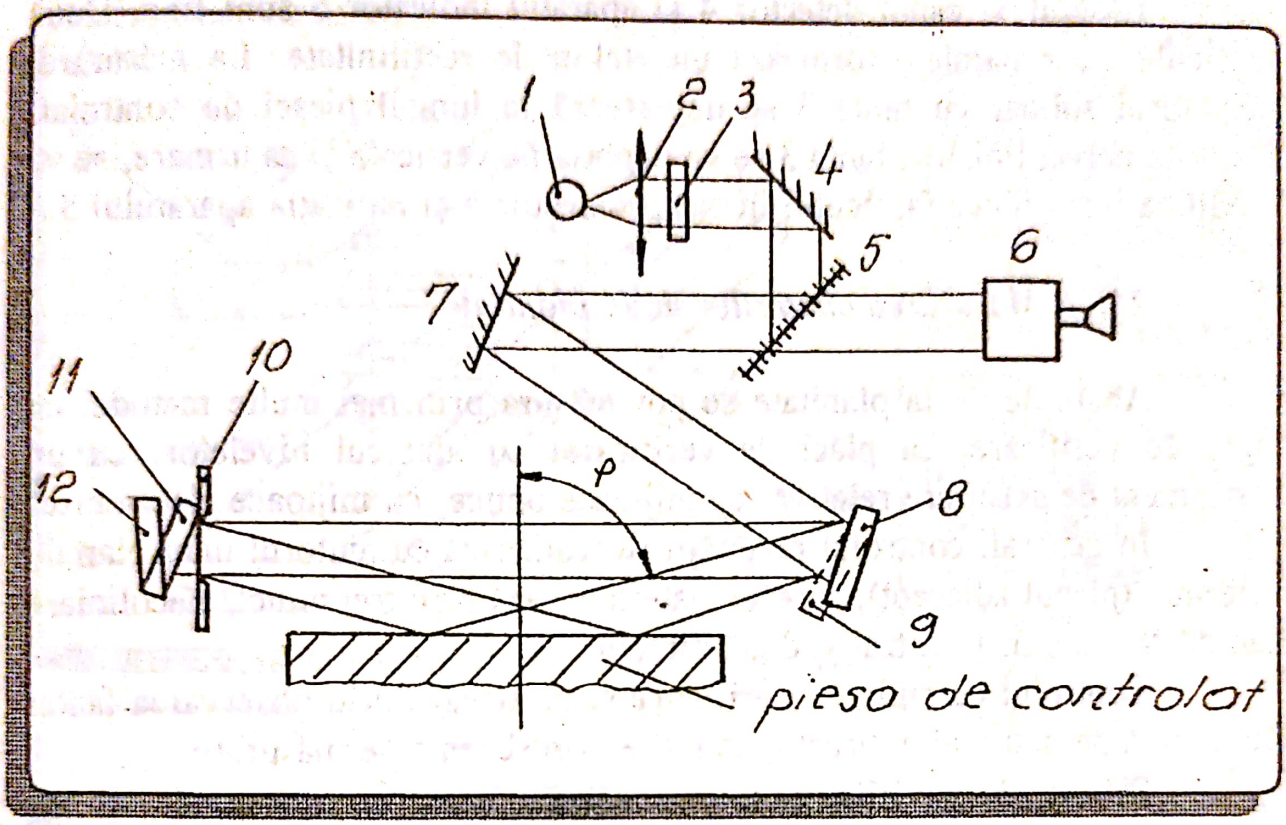


Fig.5.25. Schema de principiu a interferometrului Kühne pentru verificarea rectilinităţii (şi planităţii)

❑ *Linialul cu laser*, realizat în mai multe tipuri constrictive, este folosit pentru controlul rectilinităţii (şi planităţii) suprafeţelor. În fig.5.26 este prezentată schema de principiu a unui asfel de aparat, cu domeniul de măsurare 0...1000 mm şi precizia de 1 μm.

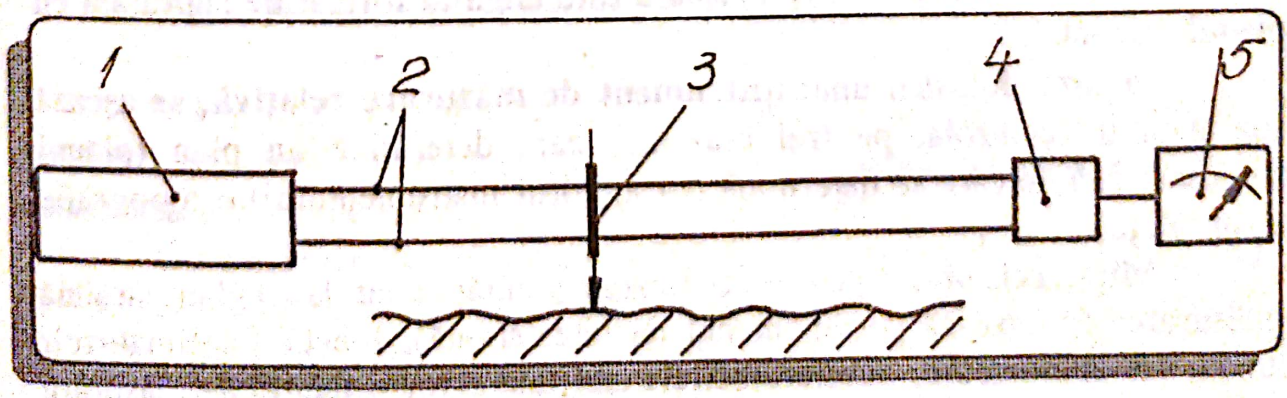


Fig.5.26. Linial cu laser

Scanned with OKEN Scanner

Laserul 1, capul detector 4 şi aparatul indicator 5 sunt fixe. Două fascicule laser paralele formează un etalon de rectilinitate. La măsurare, palpatorul solidar cu fanta 3 se deplasează în lungul piesei de controlat. Datorită nerectilinităţii, fanta 3 se va deplasa pe verticală şi ca urmare, se va modifica intensitatea fasciculului în capul detector 4 şi indicaţia aparatului 5.

2.2.2. Măsurarea abaterilor de la planitate

Abaterile de la planitate se pot măsura prin mai multe metode: cu rigle de verificare, cu plăci de verificare, cu ajutorul nivelelor, cu un instrument de măsurare relativă, cu mijloace optice, cu mijloace electronice.

În general, controlul planităţii se realizează cu ajutorul unui plan de referinţă (planul adiacent), care se materializează prin trei puncte necoliniare sau printr-un punct central şi două direcţii.

Controlul cu **rigle de verificare** se realizează prin observarea fantei de lumină pe mai multe direcţii, stabilite prin schema de măsurare.

Plăcile de verificare se execută din fontă şi din granit, având suprafeţe active dreptunghiulare sau pătrate. Controlul se realizează prin metoda petei de vopsea, astfel: se acoperă placa de verificare cu un strat subţire de vopsea şi se suprapune peste suprafaţă de controlat; în punctele proeminente rămânând pete de vopsea. Procedeul se aplică în atelierele mecanice când suprafaţa controlată se supune operaţiei de răzuire, pentru aducerea ei la o formă cât mai plană.

Nivelele folosite pentru controlul planităţii pot fi mecanice, optice şi eletronice, iar mărimea care se măsoară este unghiul format de suprafaţă cu planul orizontal.

În cazul folosirii unui **instrument de măsurare relativă**, se aşează suprafaţa de controlat pe trei reazeme, care determină un plan (planul adiacent) faţă de care se determină (cu ajutorul instrumentului) o topografie a suprafeţei.

Mijloacele optice pentru verificarea planităţii sunt: lama plan-paralelă (măsurarea se bazează pe fenomenul de interferenţă), luneta - colimatorul, luneta autocolimatoare, interferometrele etc., ale căror principii de măsurare au fost descrise în 2.2.1. Pentru controlul suprafeţelor mari se folosesc construcţii speciale de interferometre.

Scanned with OKEN Scanner

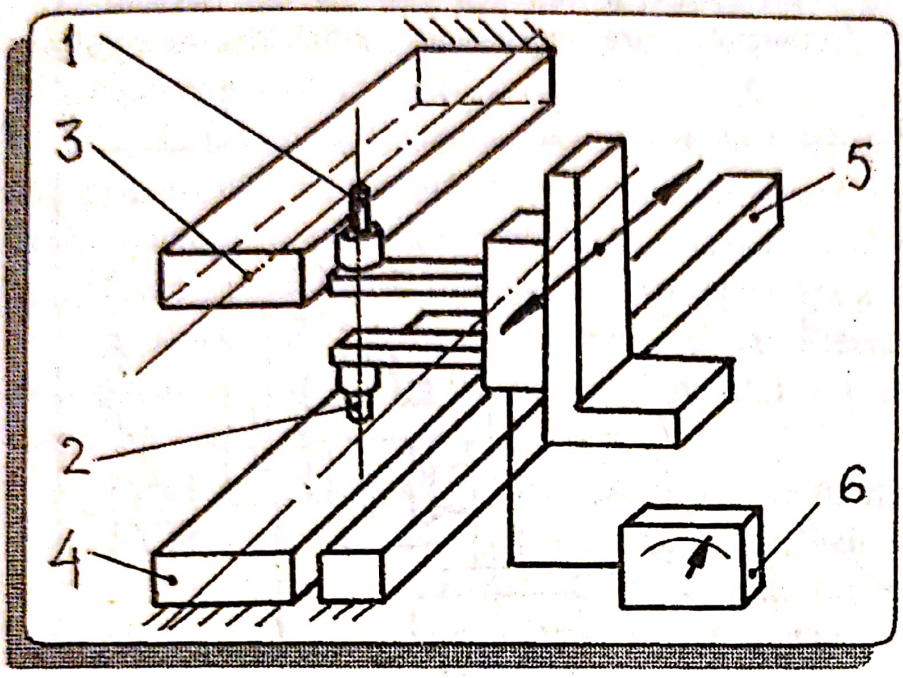


Fig.5.27. Schema de principiu a comparatorului de planitate "Bib"

Mijloacele electronice pentru controlul planităţii se bazează pe folosirea de traductoare diferite. În fig.5.27 se prezintă, ca exemplu, schema de principiu a "comparatorului de planitate" model "Bib". Pentru măsurare se folosesc două traductoare inductive (1 şi 2), fixate pe acelaşi suport dintre care, unul (1) calcă pe suprafaţa plană de referinţă 3, iar celălalt 2) - pe suprafaţa piesei 4. Suportul traductoarelor se deplasează în direcţie stabilită, pe elementul de ghidare 5. Traductoarele sunt legate în serie, iar diferenţa dintre semnalele lor este citită pe aparatul indicator 6. Domeniul de măsurare este de 0 - 3000 mm, iar eroarea de măsurare de $\pm$ 2 μm/m.

2.2.3. Măsurarea abaterilor de la circularitate

Măsurarea abaterilor de la circularitate se realizează cu mijloace de măsurare universale (micrometru, comparator cu cadran, minimetru, ortotest, basametru etc.) şi cu mijloace de masurare speciale.

Cu mijloace de măsurare universale, se măsoară diametrul piesei, în aceeaşi secţiune, pe mai multe perechi de direcţii perpendiculare între ele. Diferenţa maximă găsită între rezultatele măsurătorilor, pe două direcţii perpendiculare, reprezintă ovalitatea.

Cu ajutorul **mijloacelor de măsurare speciale,** se trasează profilul efectiv şi chiar cercul adiacent, fiind posibilă determinarea rapidă a abaterii

de la circularitate. Pentru o evaluare corectă a acestei abateri, este necesar să se folosească un filtru de frecvenţă, care nu aduce modificări esenţiale conturului piesei.

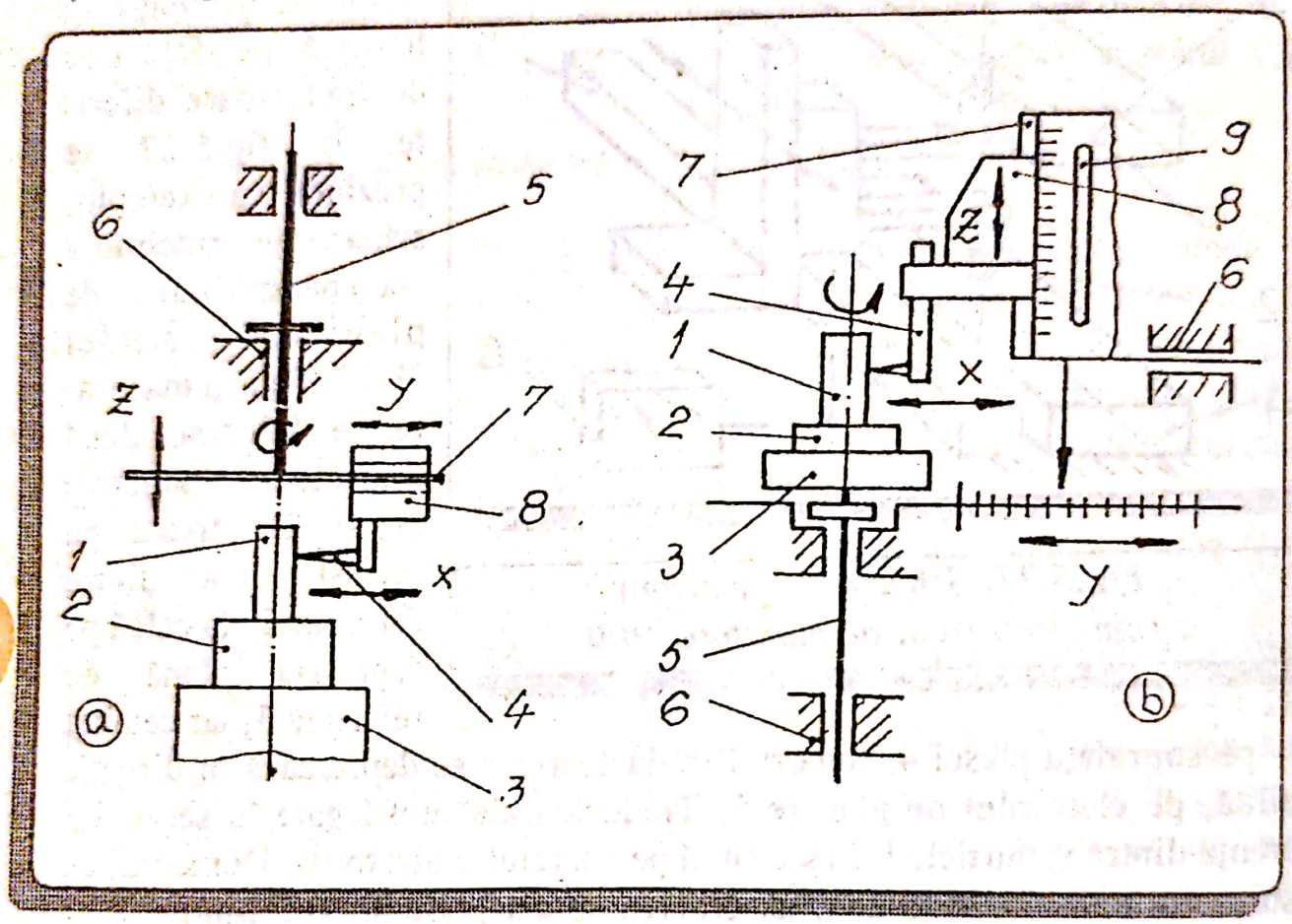


Fig.5.28. Schemele de principiu ale mijloacelor pentru măsurarea abaterilor de formă

În fig.5.28, se prezintă schemele de principiu pentru două mijloace speciale pentru măsurarea abaterilor de la circularitate şi cilindricitate, care permit măsurarea şi înregistrarea abaterilor faţă de cercul adiacent şi respectiv - axa cilindrului adiacent.

Piesa de controlat 1 este fixată intr-un dispozitiv adecvat 2 (mandrină universală cu bacuri, dispozitiv magnetic etc.), care este solidar cu masa 3 a aparatului.

Scanned with OKEN Scanner

La varianta din fig.5.28. a, palpatorul 4 se poate roti în jurul axei piesei şi deplasa în lungul acesteia; axa piesei fiind în prelungirea axei arborelui 5 ghidat în lagărele de alunecare 6.

Abaterile de la circularitate sau de la cilindricitate determină deplasări ale palpatorului în direcţia x, deplasări care sunt preluate de traductorul 8, transformate in semnale eletrice şi transmise unei instalaţii electronice de prelucrare a semnalelor, de afişare şi înregistrare a abaterilor.

Reglarea la diferite diametre şi la diferite înălţimi se face prin deplasarea traductorului în lungul ghidajului 7 (săgeata y) sau în direcţie verticală (săgeata z).

La varianta din fig.5.28. b mişcarea de rotaţie este realizată de piesă. În cazul măsurării abaterii de la circularitate, palpatorul este fix, realizând numai deplasarea de măsurare în direcţia x. La măsurarea abaterii de la cilindricitate, palpatorul se deplasează continuu sau intermitent, în direcţia z, direcţia de referinţă fiind materializată prin rigla de precizie 9.

Schemele de principiu din fig.5.28. a şi fig.5.28. b stau la baza realizării aparatelor din seria Talyrond, caracterizată prin precizie ridicată (0,1 μm) şi amplificări mari (10000:1). Unele din aceste aparate se caracterizează printr-un grad mare de universalitate facând posibilă măsurarea, pentru piese de revoluţie, a abaterilor de la circularitate, cilindricitate, coaxialitate, perpendicularitate, rectilinitate, înclinare şi altele.

Firma Rank Taylor Hobson a pus la punct un computer care determină, prin metoda celor mai mici pătrate, linia medie a profilului efectiv, sub forma unui cerc sau a unei elipse (fig.5.29), linie care este înregistrată suprapusă pe profil şi în raport cu care se determină abaterea de la circularitate. Asemănător, este aparatul Formtester MK2, la care centrarea şi evaluarea rezultatelor se face pe baza metodei celor mai mici pătrate, folosind cercul de referinţă mediu. Acest sistem de referinţă nu serveşte la verificarea pieselor în vederea realizării interschimbilităţii şi ajustajelor şi de aceea, se foloseşte numai pentru obţinerea unor valori informative.

Firma Taylor-Hobson a realizat, de asemenea, unitatea electronică "Talydata", care permite vizualizarea cercului adiacent şi deci, măsurarea corectă a abaterii de la circularitate.

Scanned with OKEN Scanner

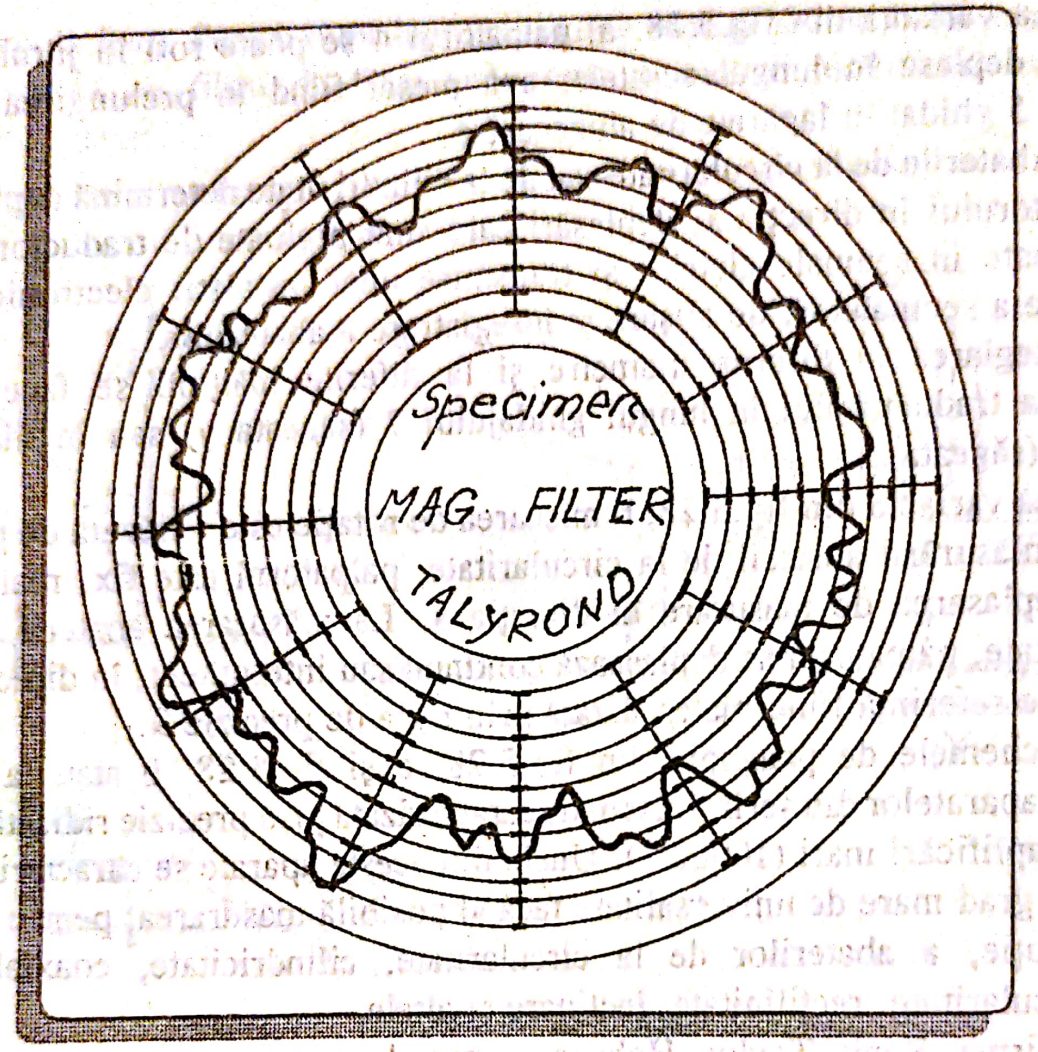


Fig.5.29. Profilogramă

2.2.4. Măsurarea abaterilor de la cilindricitate

La suprafeţe exterioare, măsurarea abaterilor de la cilindricitate se realizează cu ajutorul unor mijloace universale, măsurând diametrul piesei în mai multe secţiuni.

Verificarea cilindricităţii suprafeţelor exterioare se poate face cu rigle de verificare, prin metoda fantei de lumină.

Curbarea pieselor cu suprafeţe cilindrice exterioare poate fi măsurată în două moduri:

Scanned with OKEN Scanner

- se aşează piesa pe o suprafaţă plană şi netedă şi se roteşte sub tija unui comparator cu cadran (fig.5.30. a);
- cu ajutorul calelor plan-paralele (fig.5.30. b).

În cazul suprafeţelor cilindrice interioare, abaterile de la cilindricitate e determină în mod similar cu cele pentru suprafeţe exterioare, folosind nijloace de măsurare adecvate (micrometre de interior, comparatoare de nterior şi altele).

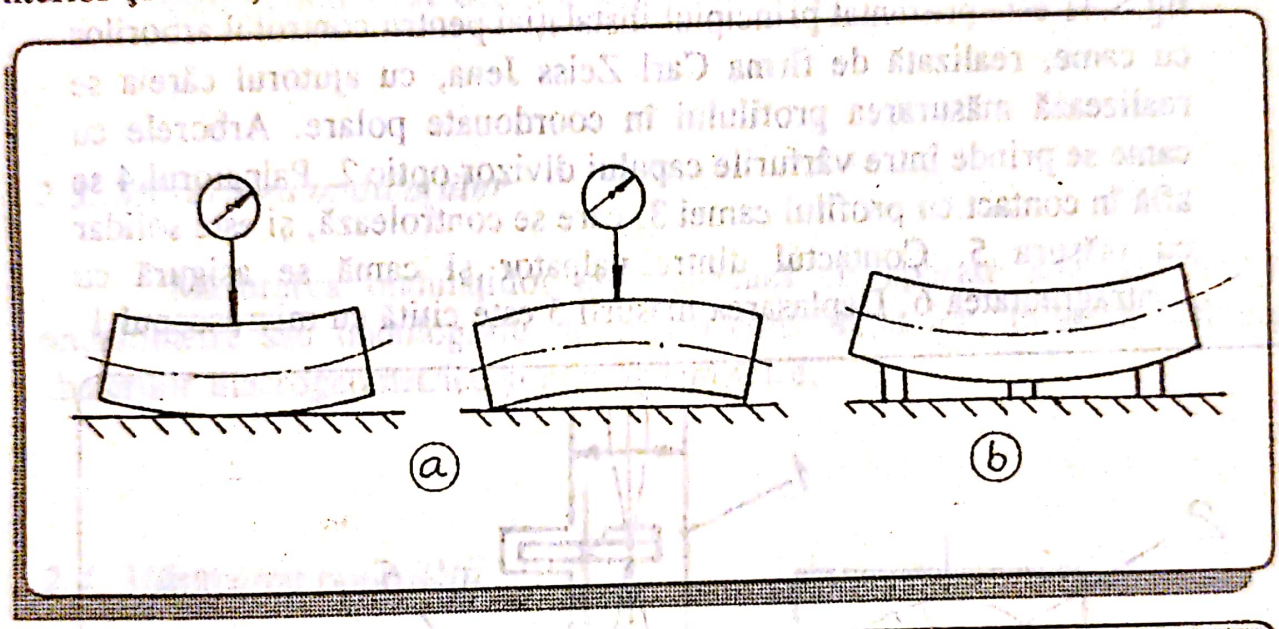


Fig.5.30. Măsurarea curbării pieselor cu suprafeţelor cilindrice exterioare

Curbarea suprafeţelor interioare se poate determina, calitativ cu ajutorul unui calibru tampon de lungime egală cu cea a alezajului. Valoarea efectivă a curbării se determină, precis, cu calibre pneumatice speciale.

2.2.5. Măsurarea abaterilor de la forma dată a profilului şi de la forma dată a suprafeţei

Masurarea abaterii de la forma dată a profilului se poate realiza:

- Prin **metoda fantei de lumină**, care constă în suprapunerea profilului activ al unui şablon, executat precis, peste profilul piesei de controlat şi

observarea fantei de lumină. Precizia controlului este determinată de precizia profilului şablonului, de modul de iluminare şi de experienţa observatorului.

- Prin **metoda palpării mecanice,** care constă în palparea, amplificarea, înregistrarea şi compararea profilului efectiv cu profilul adiacent. Precizia de evaluare este determinată, în principal, de forma şi dimensiunile palpatorului şi de filtrele de frecvenţă folosite. În fig.5.31 este prezentat principiul instalaţiei pentru controlul arborilor cu came, realizată de firma Carl Zeiss Jena, cu ajutorul căreia se realizează măsurarea profilului în coordonate polare. Arborele cu came se prinde între vârfurile capului divizor optic 2. Palpatorul 4 se află în contact cu profilul camei 3, care se controlează, şi este solidar cu măsura 5. Contactul dintre palpator şi camă se asigură cu contragreutatea 6. Deplasarea măsurii 5 este citită cu microscopul 1.

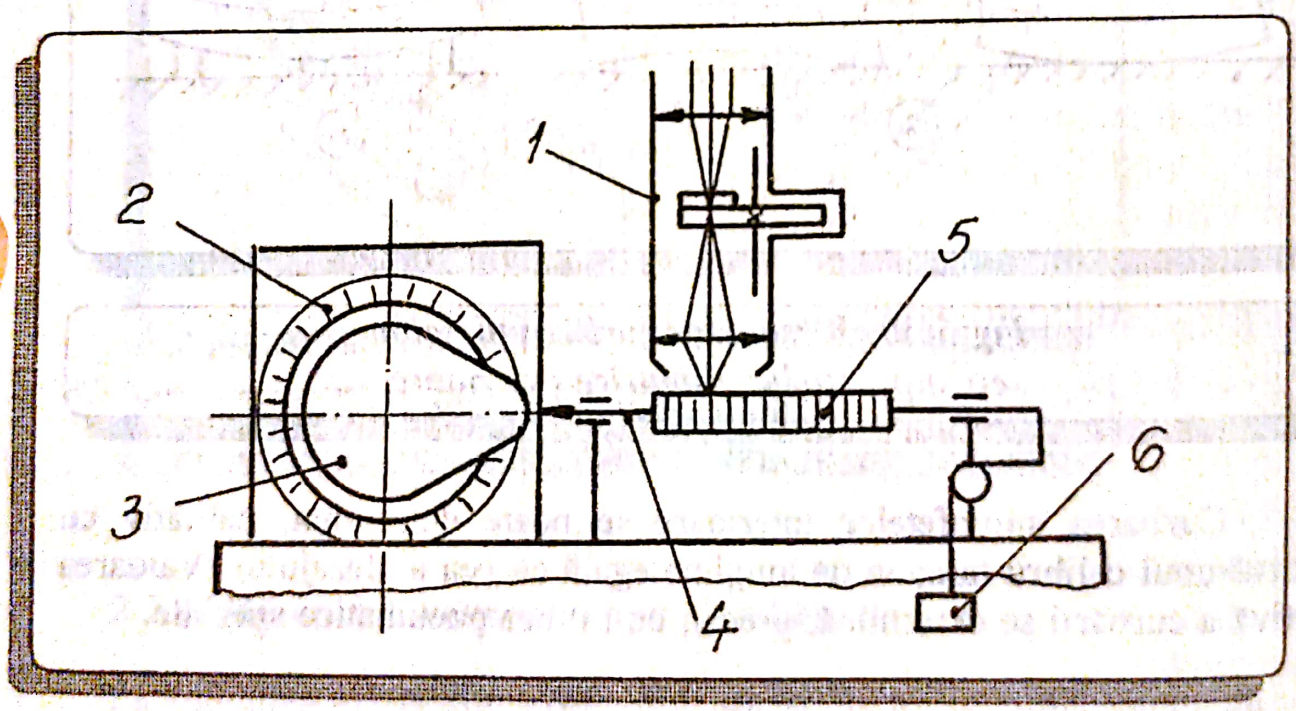


Fig.5.31. Instalaţie pentru controlul profilului arborelui cu came

- Prin **metoda palpării optice,** care este utilizată pentru controlul profilurilor spaţiale pe maşini de măsurat lungimi, folosind mijloace speciale de "secţionare luminoasă" a piesei.

- Prin **metoda proiecţiei pe un ecran**, care constă în realizarea, cu ajutorul proiectoarelor de profile, a imaginii reale şi mărite a piesei şi compararea ei cu profilul dat (adiacent), reprezentat pe ecran sau pe un material transparent (sticlă, celuloid). Proiectorul poate fi dotat cu accesorii speciale pentru măsurat în coordonate carteziene sau polare, care permit să se determine şi abaterea profilului.

2.3. Măsurarea ondulaţiilor

Măsurarea ondulaţiilor se realizează cu aparate speciale numite ondulometre sau ondulografe care, prin construcţia lor, înlătură influenţa abaterilor macrogeometrice şi microgeometrice.

2.4. Măsurarea rugozităţii

Metòdele folosite pentru măsurarea rugozităţii se împart în trei grupe şi se referă la:

❶ aprecierea cantitativă a rugozităţii într-o secţiune dată;

❷ aprecierea cantitativă totală a rugozităţii într-o secţiune dată;

❸ aprecierea calitativă prin comparare cu etaloane de rugozitate.

➤ Din prima grupă fac parte diferite metode bazate, în general, pe principii optice sau prin palpare.

Metodele optice cele mai folosite sunt cele bazate pe "secţionarea optică" şi pe fenomenul de interferenţă.

Scanned with OKEN Scanner

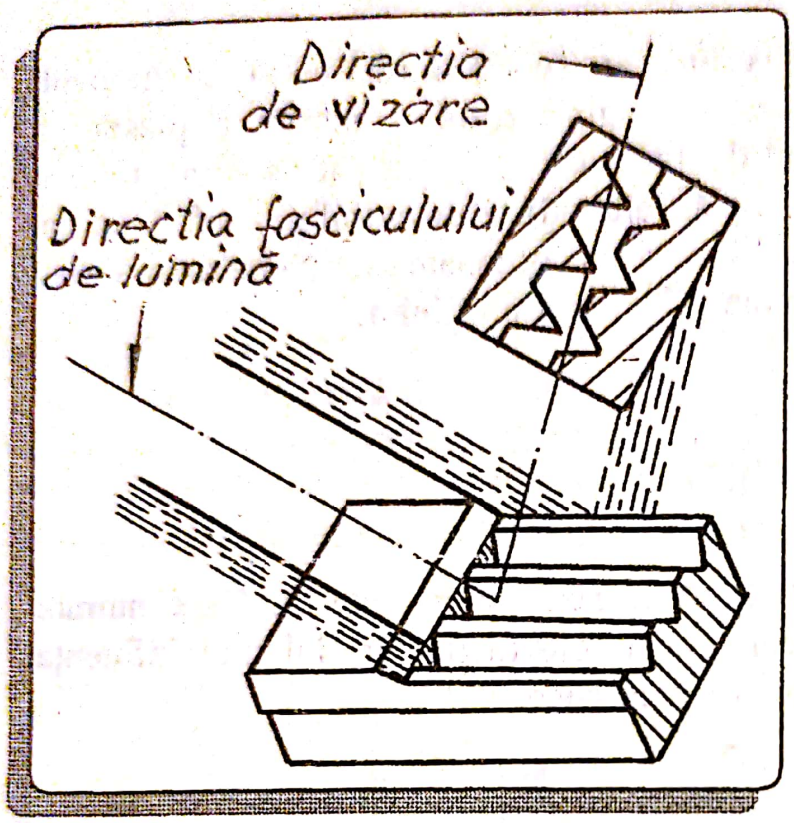


Fig.5.32. Principiul metodei secţiunii luminoase

Metoda secţiunii luminoase (fig.5.32), constă în "secţionarea optică" a piesei de controlat cu un fascicul de raze, sub forma unei benzi de lumină, îndreptat pe suprafaţa controlată sub un anumit unghi (de obicei 45°). Fasciculul de lumină este reflectat de suprafaţa piesei luând forma unei linii duble frânte, după formamicroneregularităţilor. Imaginea obţinută este vizată cu un microscop, care este aşezat în partea opusă fasciculului şi are aceeaşi înclinare cu acesta. Pe baza acestui principiu sunt construite diferite microscoape duble, cum sunt microscoapele Linik - Schmaltz, MIS-11 ş.a.

În fig.5.33 este prezentată schema de principiu a microscopului Linik-Schmaltz. Acesta este format din: dispozitivul de iluminat 1 şi microscopul de măsurare 2. Dispozitivul de iluminat conţine sursa 1, condensorul 2, filtrul 3, diafragma 4 cu o fantă de lăţime 0,1 mm şi lungime 7 mm, lentila convergentă 5 şi obiectivul schimbabil 6. Microscopul este alcătuit din obiectivul schimbabil 3, lentila convergentă 8 şi ocularul 9.

Aşa cum se observă, până la obiectivul 6, dispozitivul de iluminat este colimator, care va proiecta imaginea fantei din diafragma 4, la infinit. Obiectivul formează imaginea imaginii de la infinit, în planul său focal, aflat pe piesa de controlat 10. Banda de lumină, reflectată de piesă, preia imaginea microprofilului suprafeţei şi trece în microscop, unde este proiectată în lentila ocular 9.

Scanned with OKEN Scanner

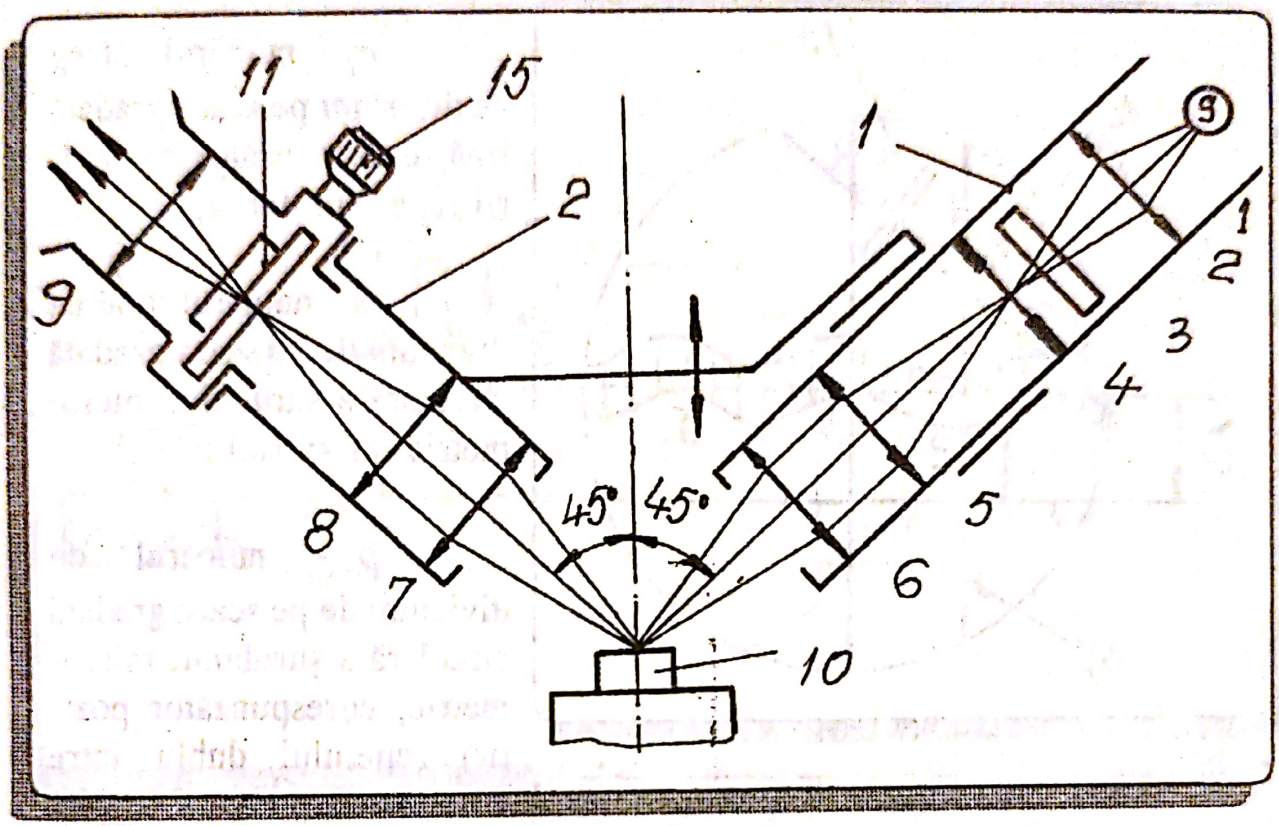


Fig.5.33. Schema de principiu a microscopului dublu Linik-Schmaltz

Capul ocular este prevăzut la interior cu un sistem de citire 11, format din scara gradată fixă 12 (fig.5.34) reperul dublu 13 şi sistemul de linii în cruce 14. Prin rotirea şurubului micrometric 15 (fig.5.33), reperul dublu 13 se deplasează pe scara fixă 12 şi, în acelaşi timp, sistemul de linii în cruce se deplasează pe o direcţie paralelă cu scara 12. Pentru măsurare, se consideră zece puncte consecutive: punctele de maxim fiind numerotate cu 1, 3, 5, 7, 9 iar cele de minim cu 2, 4, 6, 8, 10; apoi linia paralelă cu axa benzii luminoase este adusă, succesiv, tangentă la fiecare din cele zece puncte şi se determină ordonata fiecărui punct, cu relaţia:

$$h_i = C(n_i \cdot m + p_i) \quad [\mu m] \tag{39}$$

unde: C este constanta aparatului, cu valori în funcţie de grosismentul obiectivului;

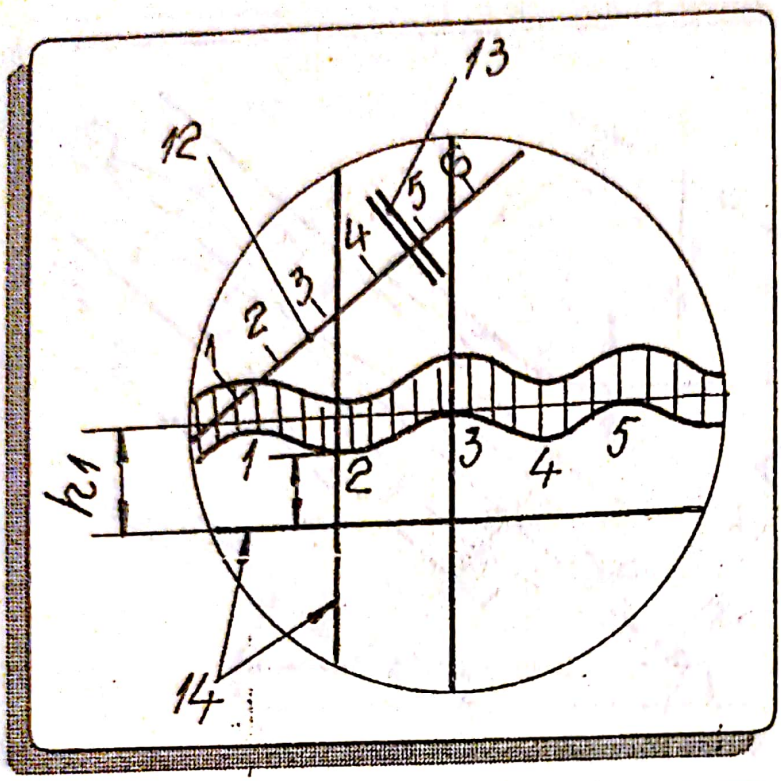


Fig.5.34. Sistemul de citire văzut în ocularul microscopului pe scara gradată fixă

n_i - numărul întreg de diviziuni pe scara gradată fixă, corespunzător deplasării reperului dublu;

m - numărul total de diviziuni de pe scara gradată circulară a şurubului micrometric (m = 100);

p_i - numărul de diviziuni de pe scara gradată circulară a şurubului micrometric, corespunzător poziţiei reperului dublu între două repere pe scara gradată fixă.

Valorile obţinute cu relaţia (39) servesc pentru calculul parametrilor de rugozitate ai suprafeţei respective.

Metoda palpării mecanice stă la baza construcţiei unor aparate numite profilometre sau profilografe, cu ajutorul cărora se obţine microprofilul efectiv al suprafeţei controlate şi care se caracterizează prin universalitate, posibilitate de înregistrare rapidă, dimensiuni reduse, amplificări mari, lungimi de control mari. S-au realizat mai multe variante constructive, care diferă după fenomenul fizic care stă la baza funcţionării lor, cum sunt: profilometrele Kiselev, Ammon şi Levin, Talysurf, Perth-O-Meter şi altele.

Scanned with OKEN Scanner

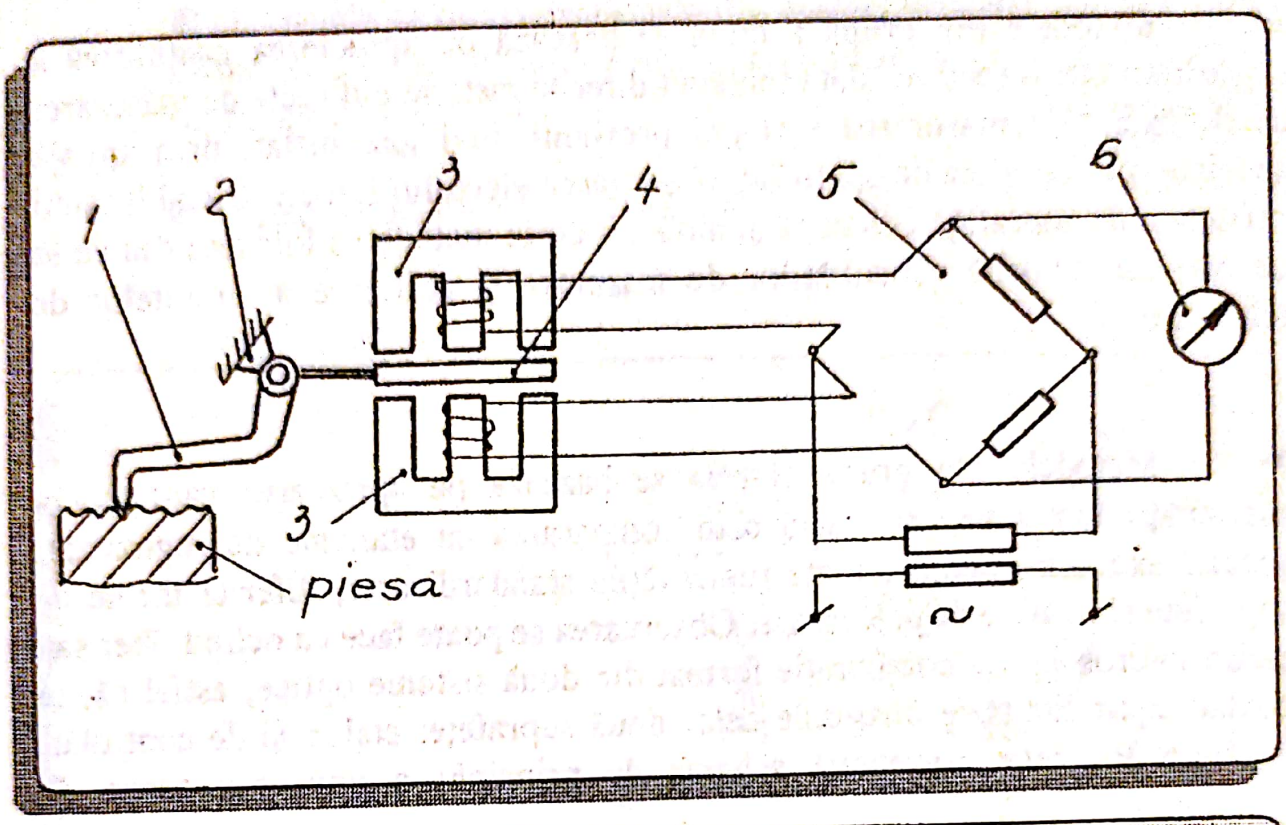


Fig.5.35. Schema de principiu a unui profilometru cu traductor inductiv

În fig.5.35 se prezintă schema de principiu a unui profilometru cu traductor inductiv.

Palpatorul 1 se deplasează pe suprafata de controlat a piesei, în direcţia de măsurare. Microneregularităţile de pe suprafaţă determină deplasarea palpatorului în plan vertical şi pârghia se roteşte în jurul articulaţiei 2. Ca urmare, se modifică întrefierul dintre armătura 4 şi electromagneţii 3, iar puntea 5 se dezechilibrează. Pe aparatul indicator 6, etalonat în μm (ţinând seama de legătura dintre deplasarea palpatorului şi curentul de dezechilibru al punţii), se poate citi înălţimea microneregularităţilor.

Suprafaţa activă a palpatorului este realizată sub formă de ac, din diamant sau din safir, cu unghiul la vârf de cca. 60° şi cu raza de rotunjire r = 1...10 μm. Viteza de deplasare a palpatorului este de v = 5...1000 μm.

Scanned with OKEN Scanner

➤ Metodele din grupa a doua se bazează pe aprecierea cantitativă a rugozităţii într-o secţiune dată folosind diferite metode indirecte de măsurare, ca de exemplu: măsurarea variaţiei presiunii unui gaz suflat, prin ajutaje speciale, pe suprafaţa de controlat, observarea efectului fotoelectric al luminii reflectate de suprafaţa cercetată şi altele. Aceste metode se folosesc din ce în ce mai rar datorită dificultăţilor de măsurare şi realizare a circuitelor de măsurare.

➤ Metodele din grupa a treia se bazează pe aprecierea calitativă a rugozităţii într-o secţiune dată prin compararea cu etaloane de rugozitate, special executate pentru: toate rugozităţile standardizarte, diferite forme de suprafeţe şi metode de prelucrare. Observarea se poate face cu ochiul liber sau cu un microscop de comparaţie format din două sisteme optice, astfel că, în ocular, apar alăturate imaginile celor două suprafeţe: etalon şi de controlat. În fig.5.36, este prezentată schema de principiu a unui microscop de comparaţie.

Fasciculul de lumină de la sursa 3 trece prin condensorul 4, fanta diafragmei 5, lentila obiectiv 6 şi ajunge la prisma dublă 7 semiargintată. Aici fasciculul se împarte în două: o parte se reflectă total pe suprafaţa semiargintată de separaţie şi, prin obiectivul 8, ajunge la suprafaţa piesei 1; cealaltă parte trece prin prismă şi prin obiectivul 9, ajunge la suprafaţa etalonului de rugozitate 2. Cele două părţi ale fasciculului sunt reflectate de suprafeţele piesei 1 şi respectiv, a etalonului 2 şi se întorc, pe acelaşi drum, în prisma 7, unde interferează şi apoi, prin obiectivul 10, ajung la ocularul 11 (fig.5.36. b).

Pentru ca măsurarea prin această metodă să nu fie afectată de erori mari, se impun următoarele condiţii:

- rugozitatea să nu fie prea mică ($R_a > 0,4\ \mu m$);

Scanned with OKEN Scanner

- etaloanele să fie confecţionate din acelaşi material, să aibă aceeaşi formă şi să fie obţinute prin aceeaşi metodă de prelucrare ca şi suprafaţa de controlat;

- etaloanele să nu fie vechi sau prost întreţinute.

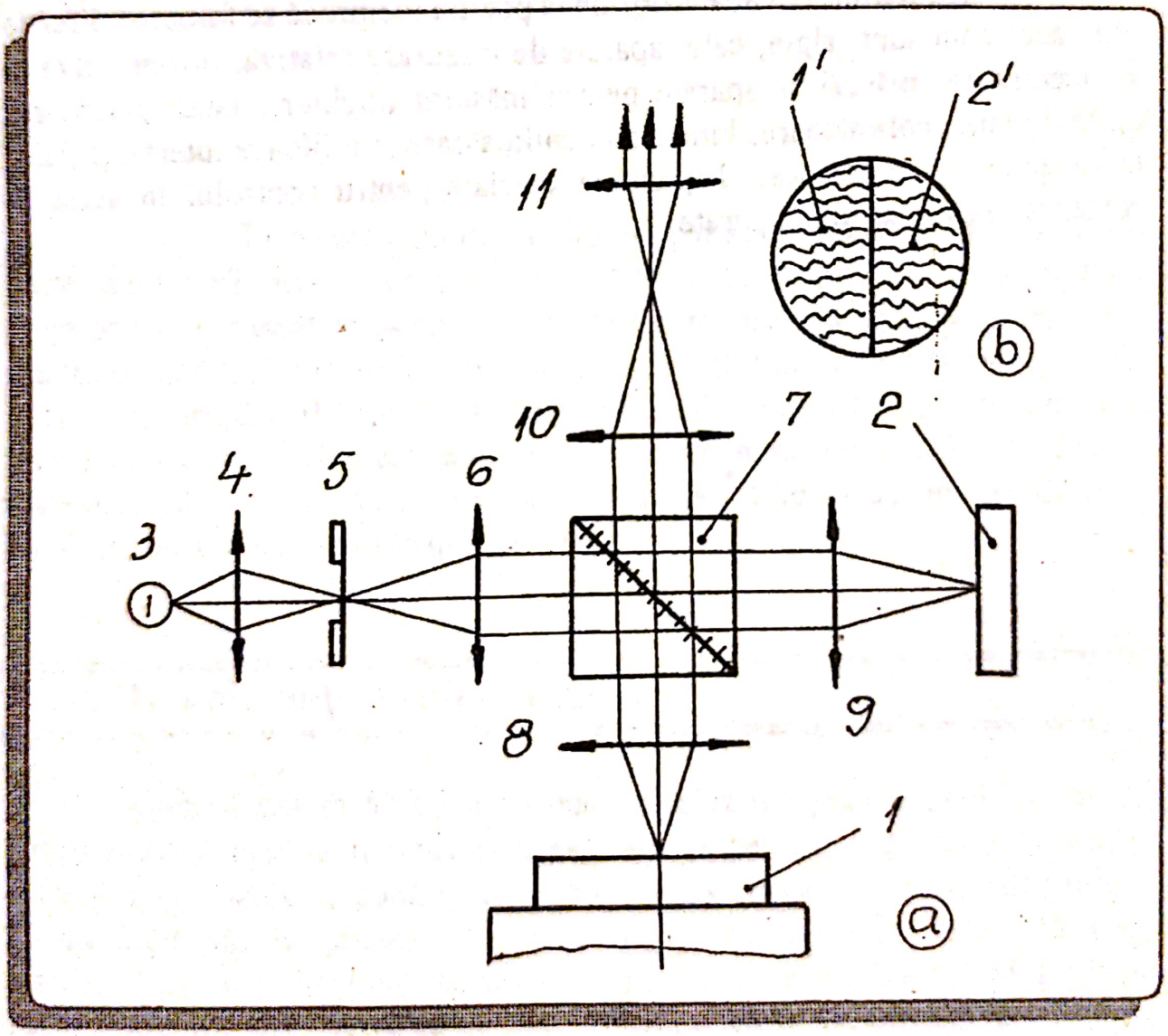


Fig.5.36. Schema de principiu a microscopului de comparaţie

Scanned with OKEN Scanner

2.5. Măsurarea abaterilor de la poziţia reciprocă

Schemele de măsurare ale abaterilor de la poziţia reciprocă rezultă, de obicei, din definiţia acestora, iar în multe cazuri ele sunt date în standardele care definesc aceste abateri.

Pentru măsurarea abaterilor de la poziţia reciprocă se folosesc diferite mijloace, cum sunt: rigle, cale, aparate de măsurare relativă, dornuri fixe şi autocentrante, măsuri şi aparate pentru măsurat unghiuri, lame divizoare, oglinzi plane, colimatoare, lunete autocolimatoare şi mijloace interferenţiale. De asemenea, se folosesc dispozitive speciale pentru controlul în serie în construcţia de maşini şi aparate.

Scanned with OKEN Scanner

TOLERANŢE ŞI CONTROLUL UNGHIURILOR, A SUPRAFEŢELOR CONICE NETEDE ŞI A ASAMBLĂRILOR CONICE

Capitolul VI

În construcţia de maşini şi aparate se întâlnesc foarte multe piese de formă prismatică sau conică, de a căror poziţie depinde buna funcţionare a maşinilor şi aparatelor. Aşa cum sunt de exemplu: ghidajele maşinilor-unelte, suprafeţele prismatice ale pârghiilor sprijinite pe cuţite (la unele mijloace de măsurare), capetele conice ale unor arbori, suprafeţele de fixare a unor scule, elementele de etanşare la robinete şi conducte etc. Pentru toate acestea, este necesară prescrierea abaterilor admisibile impuse de rolul lor funcţional şi de posibilităţile de execuţie.

1. Toleranţe pentru unghiuri

Vechiul sistem STAS a normalizat toleranţe pentru unghiuri având latura mică a unghiului până la 2000 mm şi pentru unghiurile la vârf a conurilor cu înălţimea până la 2000 mm. Aceste toleranţe erau cuprinse în STAS 7030-66, în prezent anulat. Până la apariţia unui standard nou, toleranţele pentru unghiuri se stabilesc pe bază de experienţă şi pe baza recomandărilor din literatura de specialitate. Pentru dimensiuni unghiulare libere, toleranţele se stabilesc conform STAS 2300-88.

Abaterile pentru dimensiuni unghiulare se înscriu pe desenele de execuţie prin valori în grade, minute şi secunde (fig.6.1. a). Dacă aceste abateri au valori mici (abateri de la perpendicularitate, de la înclinare etc.) ele

Scanned with OKEN Scanner

se înscriu sub forma unui raport (fig.6.1. b):

$$tg\,\Delta\varphi = \frac{x}{y} \qquad (1)$$

unde: x şi y sunt catetele unui triunghi constituit pentru abaterea $\Delta\varphi$ a unghiului φ.

Lungimea y se numeşte lungime convenţională şi este aleasă arbitrar, cel mai des, alegându-se valorile: 100, 300 mm sau egală cu lungimea piesei la care intervine abaterea unghiulară.

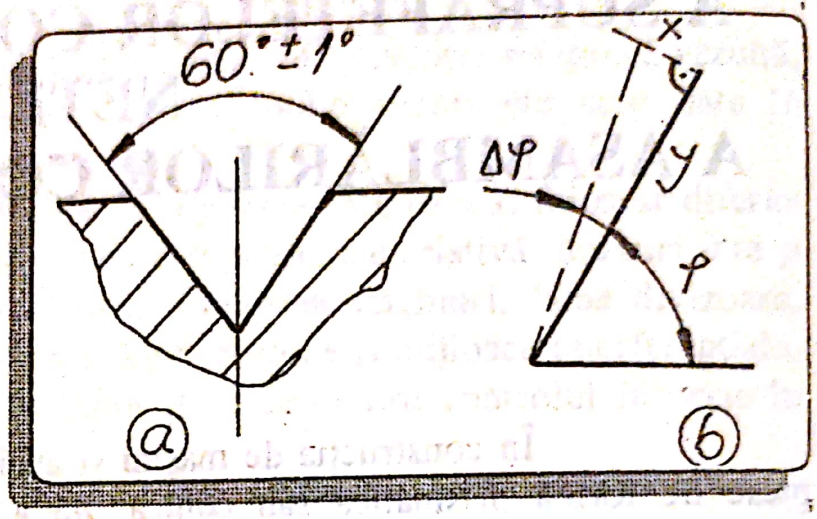


Fig.6.1. Scrierea pe desen a abaterilor unghiulare

2. Toleranţe pentru conuri

Ca şi în cazul suprafeţelor cilindrice, există două feluri de suprafeţe conice: conuri exterioare care limitează forma exterioară a unei piese conice şi conuri interioare, care limitează forma interioară a unei piese conice.

O suprafaţă conică este definită prin următorii parametri (fig.6.2):

- Secţiunea nominală, care este o secţiune aleasă la o anumită distanţă faţă de baza mare de cotare. Diametrul D(d) în secţiunea nominală se numeşte diametru nominal. Ca bază de cotare se poate lua una din suprafeţele frontale ale conului sau orice altă suprafaţă a piesei, importantă din punct de vedere funcţional.
- Cota secţiunii nominale L sau l reprezintă distanţa dintre baza de cotare şi secţiunea nominală.
- Unghiul de înclinare $\alpha/2$ sau înclinaţia I:

$$I = tg\frac{\alpha}{2} = \frac{D_1 - D_2}{2L_{12}} = \frac{d_1 - d_2}{2l_{12}} \qquad (2)$$

- Unghiul la vârf α sau conicitatea c:

$$c = 2 \cdot i = 2tg\frac{\alpha}{2} = \frac{D_1 - D_2}{L_{12}} = \frac{d_1 - d_2}{l_{12}} \qquad (3)$$

unde D_1 şi D_2 respectiv, d_1 şi d_2 sunt diametrele în două secţiuni transversale situate la distanţa L_{12} respectiv l_{12}.

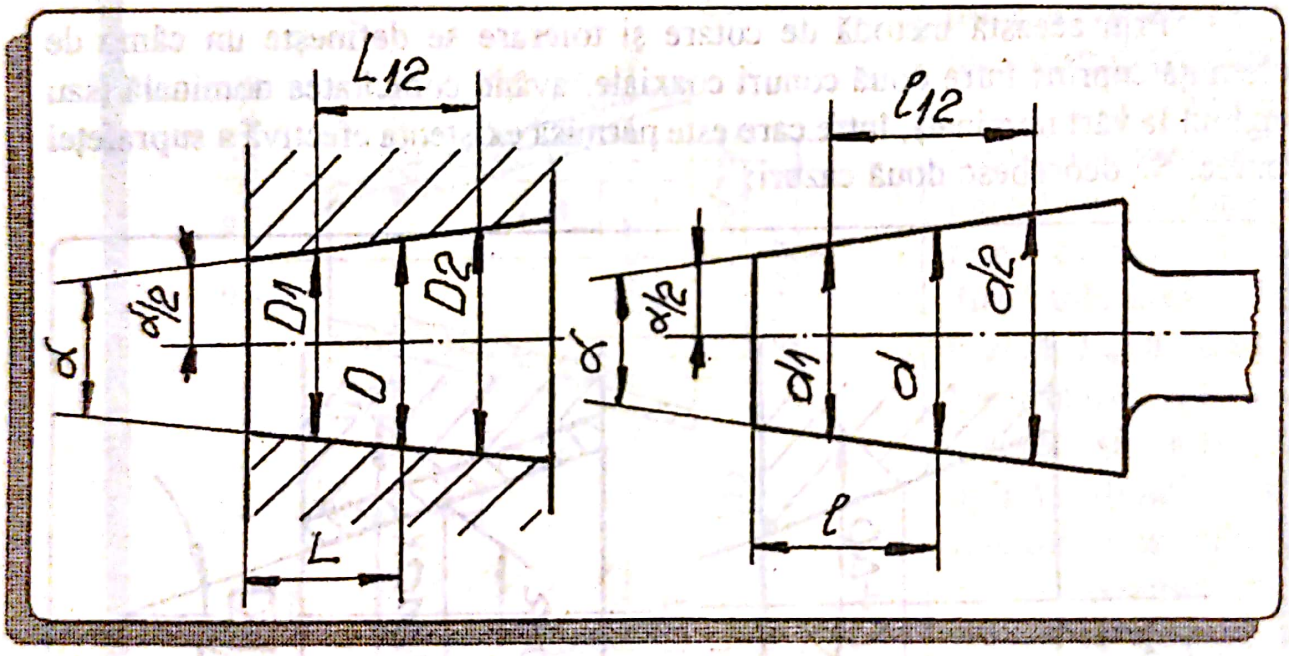


Fig.6.2. Elementele suprafeţelor conice

O asamblare conică este formată din două piese cu contact prin intermediul a două suprafeţe conice din care una este suprafaţa cuprinzătoare (alezaj conic sau con interior), iar cealaltă este suprafaţa cuprinsă (arbore conic sau con exterior).

După caracterul şi rolul lor funcţional, asamblările conice pot fi:

- asamblări conice mobile, caracterizate printr-un joc funcţional garantat care permite rotirea unei piese faţă de cealaltă.
- asamblări conice fixe, caracterizate prin existenţa, între cele două pise, a unei strângeri mai mari sau mai mici, obţinută prin presare;

Scanned with OKEN Scanner

● asamblări conice de etanşare cu un contact foarte bun şi un joc egal cu zero, între cele două suprafeţe conice.

În STAS 9068-88 sunt indicate două metode de cotare şi tolerare a elementelor dimensionale ale suprafeţelor conice, şi anume:

■ metoda conicităţii nominale şi
■ metoda conicităţii tolerate.

2.1. Metoda conicităţii nominale (sau a unghiului nominal)

Prin această metodă de cotare şi tolerare se defineşte un câmp de toleranţă cuprins între două conuri coaxiale, având conicitatea nominală (sau unghiul la vârf nominal), între care este permisă existenţa efectivă a suprafeţei conice. Se deosebesc două cazuri:

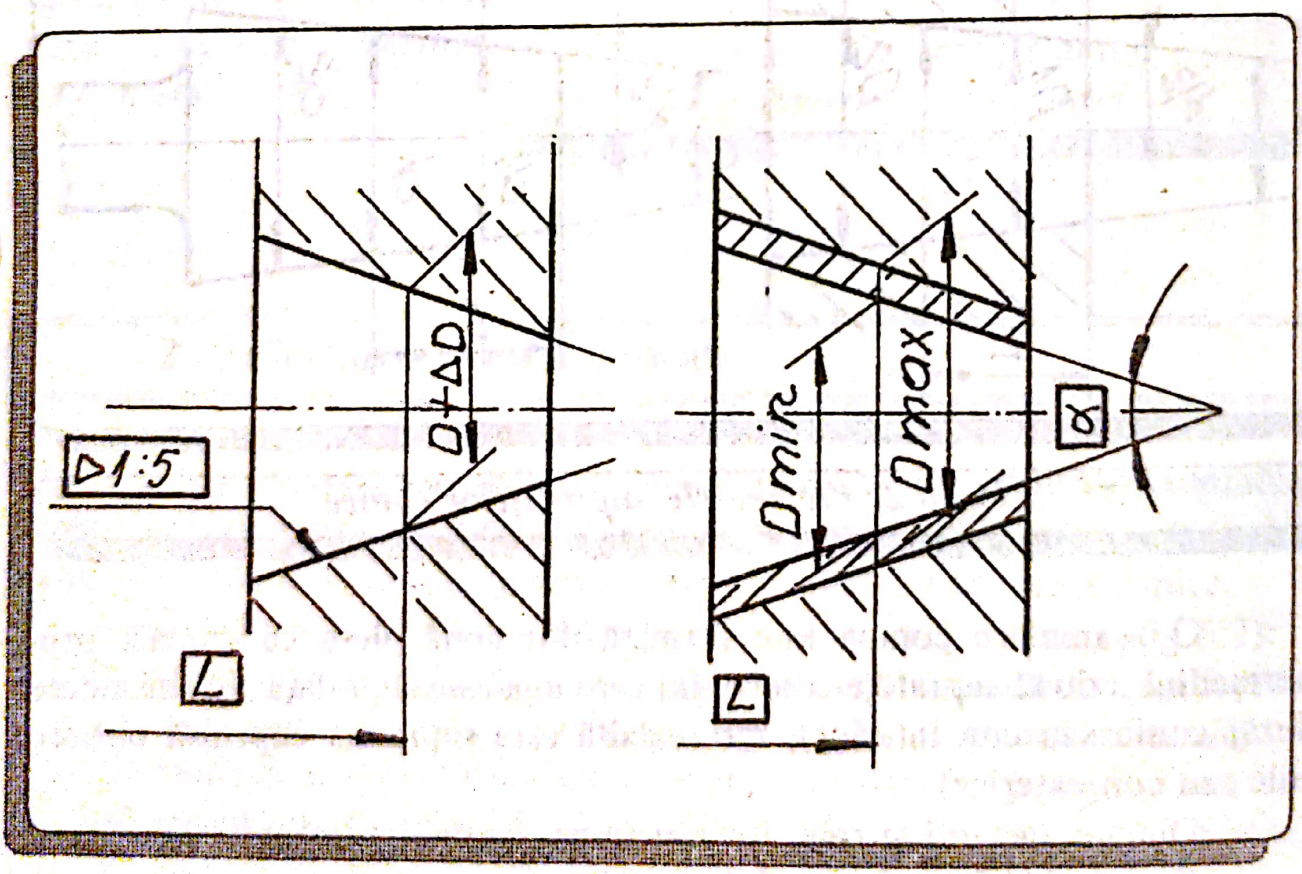


Fig.6.3. Exemple de cotare şi tolerare în cazul metodei conicităţii nominale

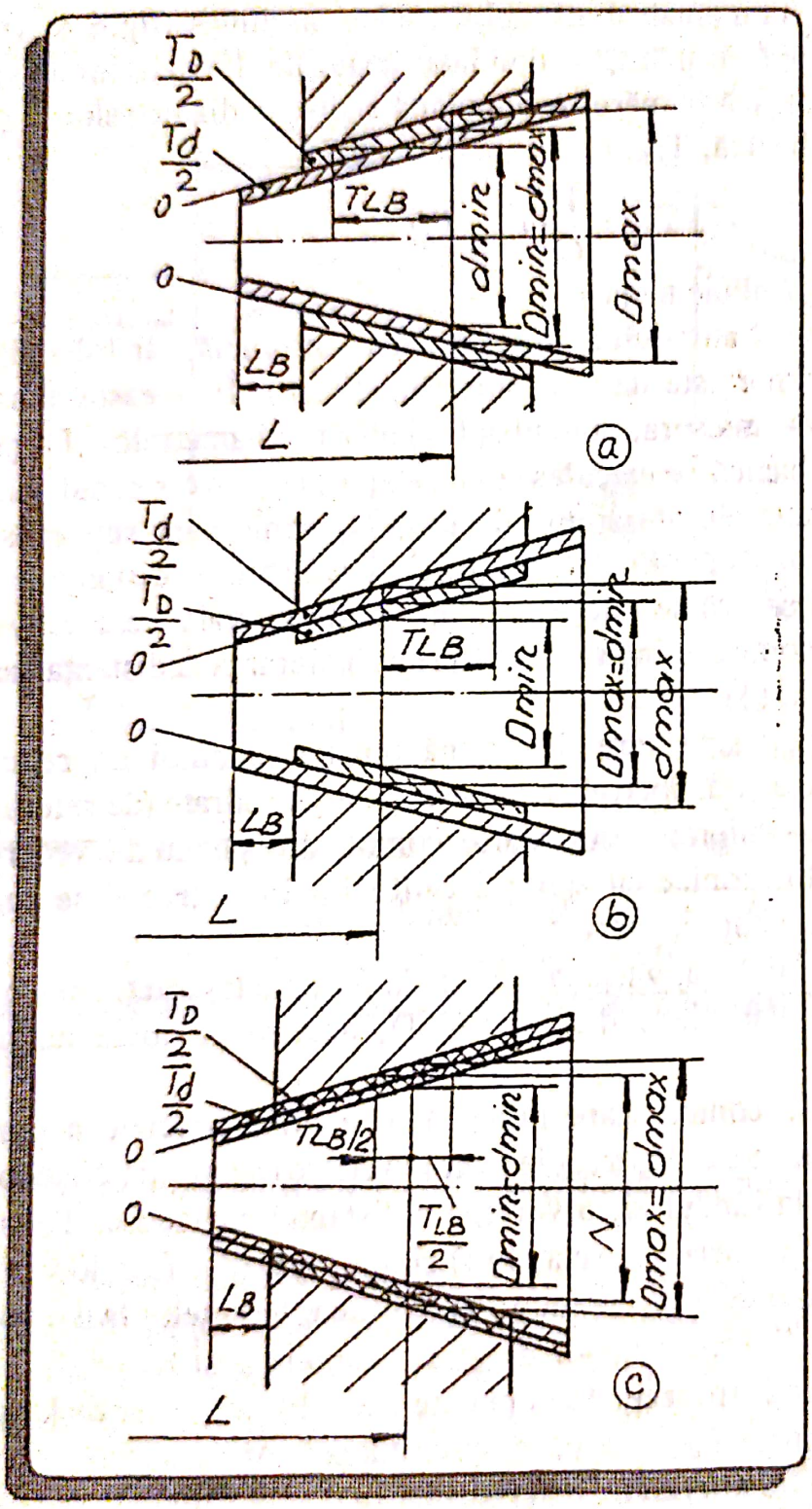


Fig.6.4. Variaţia toleranţei la distanţa bazică

❶ Se tolerează diametrul conului într-un plan de referinţă, iar unghiul la vârf α şi distanţa de la baza de cotare L sau l sunt considerate cote de referinţă numite şi cote încadrate (fig.6.3). Toleranţa la diametru este aceiaşi în orice secţiune pe lungimea suprafeţei conice.

La asamblări conice toleranţele la diametrele celor două suprafeţe conice influenţează direct toleranţa la distanţa bazică L_B a asamblării. Ca urmare, acest mod de cotare şi tolerare se aplică atunci când se impune o anumită precizie a poziţiei pieselor conice în direcţie axială sau când este necesar un ajustaj cu joc.

Referitor la toleranţele la diametrele D şi d şi influenţa acestora asupra toleranţei la distanţa bazică L_B, se deosebesc trei situaţii (fig.6.4):

⇨ Toleranţa T_D, la diametrul alezajului este dată în

plus, iar toleranţa T_d, la diametrul arborelui conic - în minus (fig.6.4. a). În acest caz distanţa bazică se măreşte cumulând abaterile diametrelor D şi d. Toleranţa la distanţa bazică se măreşte cumulând abaterile diametrelor D şi d. Toleranţa la distanţa bazică, T_{LB}, este dată de relaţia:

$$T_{LB} = \frac{1}{C}(T_D + T_d) \qquad (4)$$

şi are semnul plus (C - conicitatea).

⇨ Toleranţa la diametrul alezajului conic este dată în minus, iar toleranţa la diametrul arborelui conic este dată în plus (fig.6.4. b). În această situaţie, distanţa bazică se va micşora, cumulând abaterile diametrelor D şi d. Toleranţa la distanţa bazică se calculează cu relaţia (4) şi are semnul minus.

⇨ Toleranţele la diametrele alezajului şi arborelui conic sunt suprapuse şi simetrice faţă de valoarea nominală (fig.6.4. c). În acest caz, distanţa bazică poate să se mărească sau să se micşoreze, în funcţie de valorile efective pe care le au diametrele conurilor interior şi exterior. Toleranţa la distanţa bazică se calculează cu relaţia (4).

⇨ Se tolerează distanţa care determină poziţia planului de referinţă (fig.6.5), iar conicitatea şi diametrul se iau drept cote încadrate (de referinţă).

Acest mod de tolerare este foarte comod din punct de vedere al controlului suprafeţelor conice cu ajutorul calibrelor limitative şi se aplică, mai ales, în cazul conicităţilor mari.

După cum se observă, variaţia cotei L în limitele toleranţei prescrise, determină o anumită variaţie a diametrului D, aceeaşi pe toată lungimea conului.

La asamblările conice, care necesită o anumită precizie a poziţiei pieselor conice în direcţie axială, trebuie avut în vedere că variaţia diametrelor D şi d va determina, la rândul ei, o variaţie a distanţei bazice L_B. Toleranţa la distanţa bazică se calculează cu relaţia (4) şi are o poziţie, faţă de valoarea nominală a distanţei bazice, care depinde de poziţiile toleranţelor la diametrele D şi d şi deci de poziţiile toleranţelor T_L şi T_l la cotele L şi l.

În ambele situaţii (prezentate la punctele a şi b), abaterile de la forma geometrică (rectilinitatea generatoarei, circularitatea în orice secţiune ş. a.) se vor situa în câmpurile de toleranţă prescrise pentru diametrul D (d) sau pentru cota L (l), iar în caz de necesitate funcţională, se vor prescrie la fel ca pentru suprafeţe cilindrice.

Scanned with OKEN Scanner

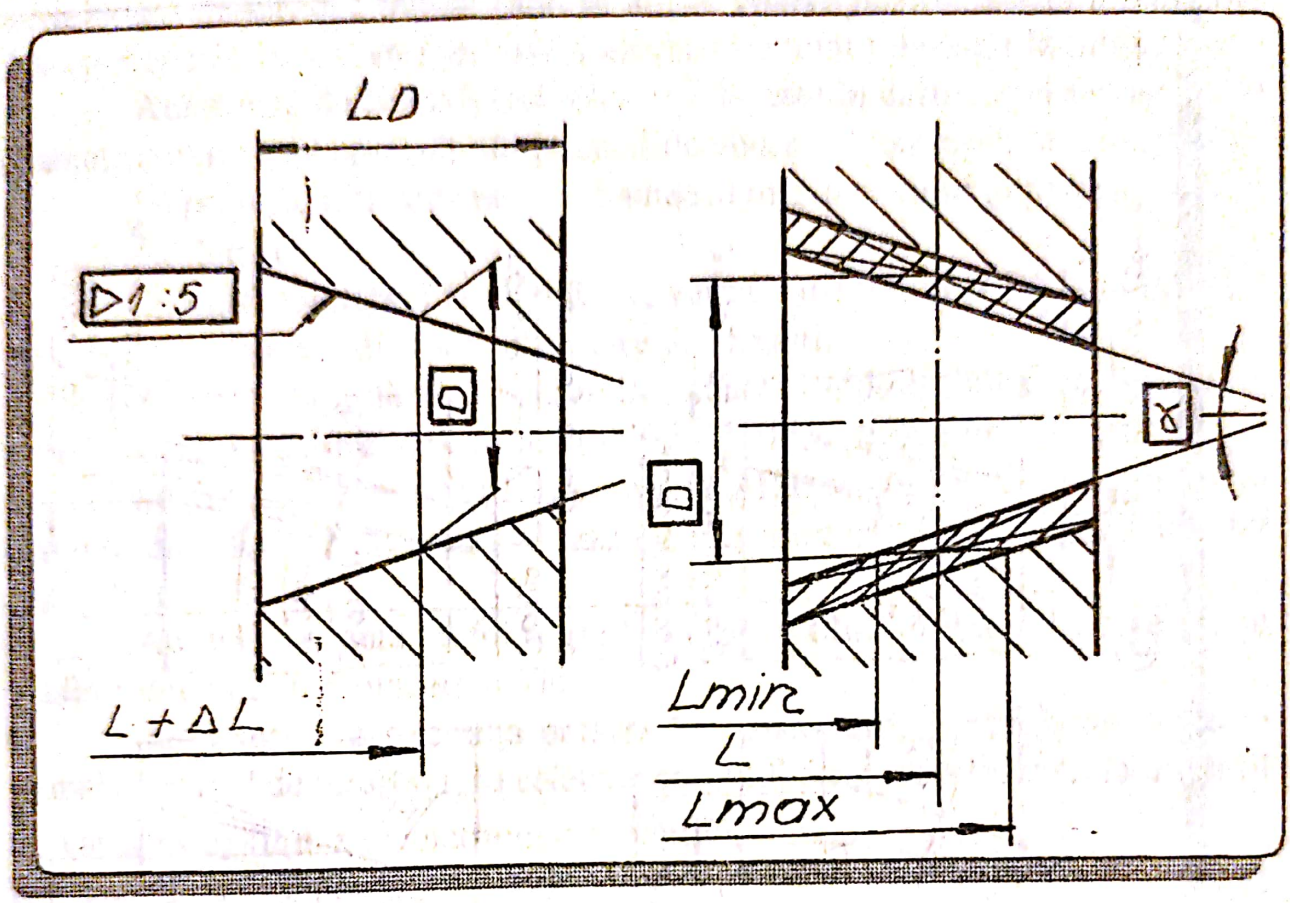


Fig.6.5. Exemplu de cotare şi tolerare în cazul metodei conicităţii nominale

2.2. Metoda conicităţii tolerate (a unghiului tolerat)

Această metodă de cotare şi tolerare constă în stabilirea de toleranţe, independent, pentru una din dimensiunile liniare (diametrul D(d) într-un plan determinat prin cota de referinţă L (l) sau cota L (l), diametrul fiind considerat dimensiune de referinţă) şi pentru unghiul la vârf α.

Considerând că toleranţa la unghiul α este simetrică faţă de axă (cazul cel mai convenabil), sunt posibile următoarele patru situaţii (fig.6.6):

❶ Se prescriu toleranţe pentru diametrul mare al conului şi pentru unghiul la vârf (fig.6.6. a).

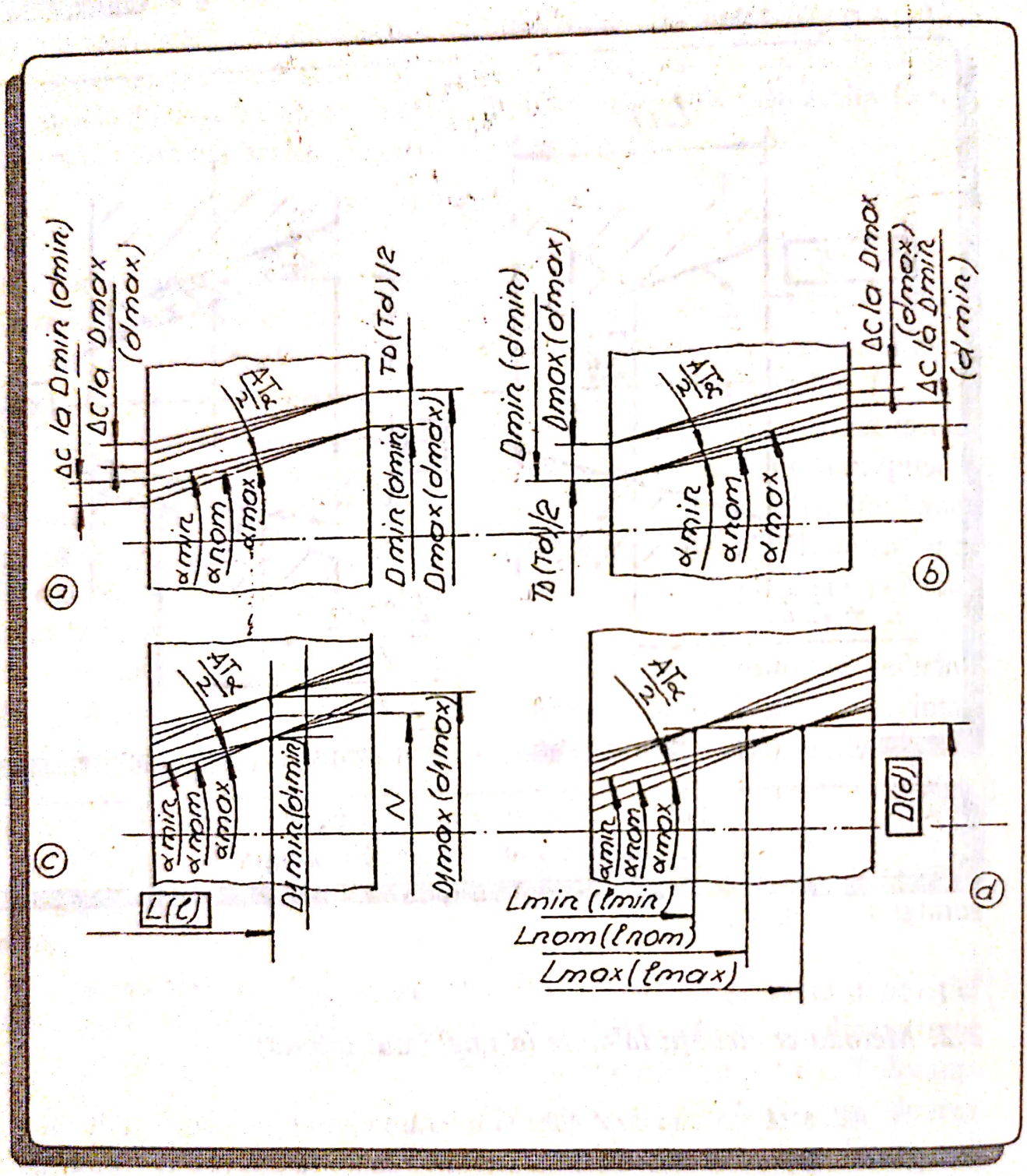


Fig.6.6. Exemple de tolerare după metoda conicităţii tolerate

Se observă că, datorită toleranţei unghiului α, variaţia diametrului D (d) se măreşte pe măsura apropierii de diametrul mic. La asamblările conice

aceasta are importanţă numai când se are în vedere poziţia axială a pieselor. La asamblările fixe şi etanşe, este importantă numai toleranţa la unghiul α.

Acest mod de cotare şi tolerare se foloseşte în cazul când secţiunea cu diametrul mare este comodă din punctul de vedere al execuţiei şi controlului.

❷ Se prescriu toleranţe pentru diametrul mic al conului şi pentru unghiul la vârf (fig.6.6. b).

Datorită toleranţei la unghiul α, variaţia diametrului D(d) se măreşte pe măsura apropierii de diametrul mare al conului.

Această variantă se foloseşte în cazurile când secţiunea cu diametrul mic al conului este utilizată ca bază tehnologică de prelucrare şi control.

❸ Se prescriu toleranţe pentru diametrul D1(d1) într-o secţiune aflată la distanţa de referinţă L(l) faţă de baza de măsurare şi pentru unghiul la vârf (fig.6.6. c).

Această variantă se foloseşte în cazurile când diametrul nu se poate măsura într-unul din planele frontale.

Se observă că toleranţa prescrisă la diametrul, T_D (T_d), se respectă numai în planul de referinţă. În celelalte secţiuni, datorită toleranţei la unghiul α, variaţia maximă a diametrului este mai mare decât T_{D_s} (T_{d_s}).

❹ Se prescriu toleranţe pentru distanţa L(l) până la secţiunea nominală şi pentru unghiul la vârf (fig.6.6, d).

Se observă că toleranţa, $T_L(T_l)$, la cota L(l) determină variaţia diametrului care, datorită şi toleranţei la unghiul α, diferă în diferite secţiuni ale conului.

Acest mod de cotare şi tolerare se foloseşte atunci când, din motive funcţionale, interesează mai mult distanţa L(l) şi mai ales unghiul α şi, mai puţin, diametrul suprafeţei conice.

Metoda conicităţii tolerate, în una din cele patru variante se foloseşte la asamblările conice etanşe, la care elementul principal ce determină calitatea asamblării, este unghiul la vârf.

Definiţiile referitoare la conuri, dimensiunile conurilor şi toleranţele la conicitate sunt date în STAS 10120-85. Pentru toleranţele unghiului la vârf sunt prevăzute 12 trepte de precizie, notate de la 1 la 12 în ordinea descrescândă a preciziei şi se aplică pentru conicităţi de la 1:3 la 1:500 şi lungimi ale conului de la 6 la 630 mm.

Toleranţele stabilite prin STAS 10120-85 se pot aplica, în mod corespunzător, şi pentru piesele prismatice.

Scanned with OKEN Scanner

3. Controlul unghiurilor

Principalele metode folosite pentru controlul unghiurilor sunt următoarele:

3.1. Controlul unghiurilor cu măsuri de unghi (cale unghiulare, echere, etc.)

Controlul cu măsuri de unghi se realizează prin metoda fantei luminoase sau prin măsurare cu ajutorul unui mijloc de măsurare relativă.

3.2. Controlul unghiurilor prin metode trigonometrice

Aceste metode de control se bazează pe măsurarea unor dimensiuni liniare cu ajutorul cărora se calculează unghiul. Pentru control, se întrebuinţează un ansamblu format dintr-o riglă, căreia i se ataşează role precise sau cale plan-paralele, şi care se numeşte "riglă sinus" sau "riglă tangentă", după funcţia trigonometrică care se foloseşte în calcul. Schemele de măsurare cu rigla sinus şi rigla tangentă sunt date în fig.6.7.

În cazul riglei sinus (fig.6.7. a), distanţa L dintre axele rolelor este constantă, de obicei L = 100 mm, iar în cazul riglei tangentă (fig.6.7. b) diametrele d şi D ale rolelor sunt constante.

Unghiul se calculează cu relaţiile:

- pentru rigla sinus: $$\sin\alpha = \frac{H}{L}; \qquad (5)$$
- pentru rigla tangentă: $$tg\,\alpha = \frac{D-d}{2H+D+d}. \qquad (6)$$

Scanned with OKEN Scanner

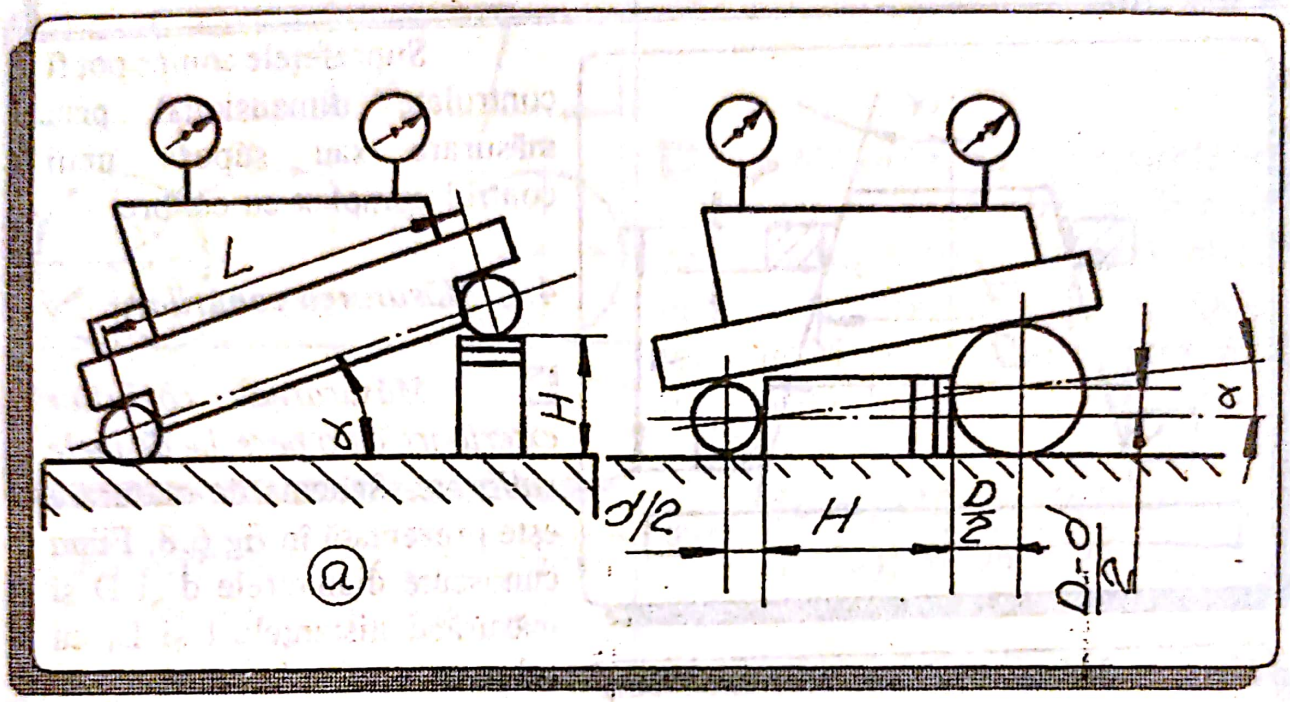


Fig.6.7. Măsurarea unghiurilor cu:
a - rigla sinus;
b - rigla tangentă

3.3. Măsurarea unghiurilor prin metode goniometrice

Aceste metode se referă la măsurările efectuate cu mijloace de măsurare, care dau valorile unghiurilor în unităţi de măsură ale arcurilor corespunzătoare. Se folosesc: raportoarele mecanice şi optice, microscoapele de atelier şi universale, capul divizor optic, teodolitul şi goniometrele de precizie.

Scanned with OKEN Scanner

4. Controlul conurilor

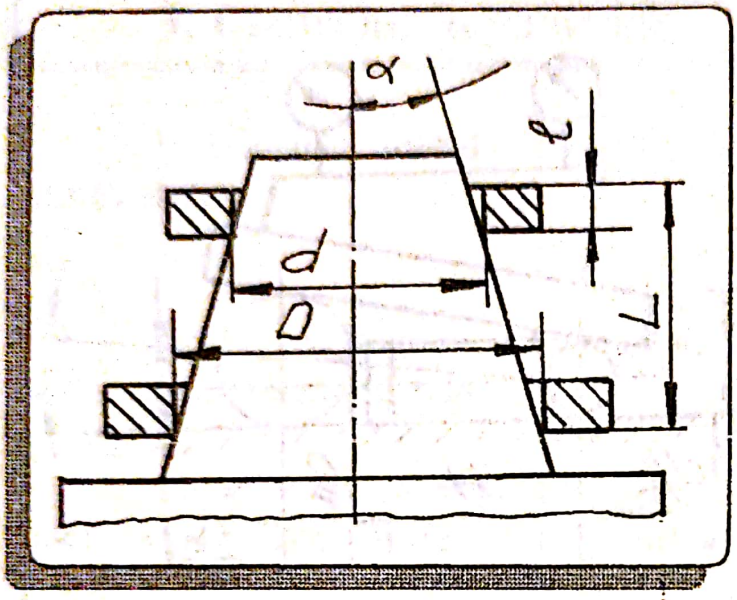


Fig.6.8. Măsurarea conurilor exterioare cu inele calibrate

Suprafeţele conice pot fi controlate dimensional prin măsurare sau supuse unui control complex cu calibre.

4.1. Măsurarea conurilor.

Măsurarea conurilor exterioare cu o pereche de inele calibrate. Schema de măsurare este prezentată în fig.6.8. Fiind cunoscute diametrele d şi D şi măsurând distanţele l şi L, cu şublerul sau micrométrul, se calculează unghiul α cu relaţia:

$$tg\,\alpha = \frac{D-d}{2(L-l)} \qquad (7)$$

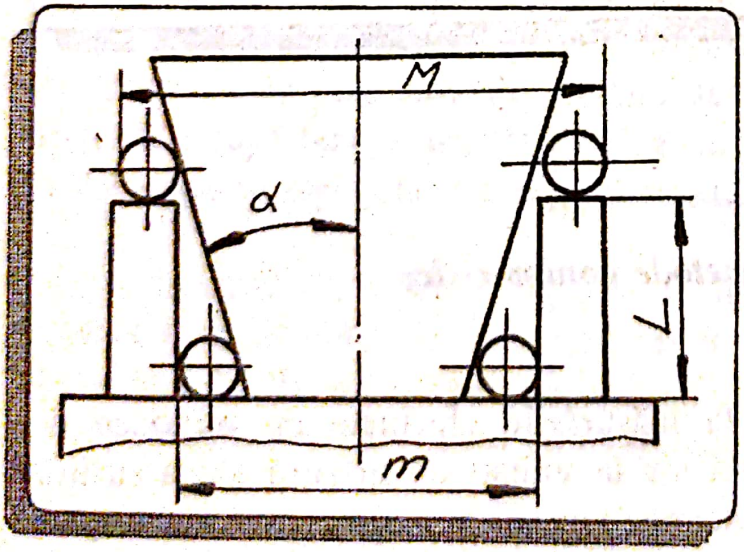


Fig.6.9. Măsurarea conurilor exterioare cu o pereche de role şi o pereche de cale

Măsurarea conurilor exterioare cu o pereche de role şi o pereche de cale plan paralele (fig.6.9). Se aşează rolele în poziţia inferioară şi se măsoară cota m, apoi, se ridică pe două cale de lungime egală L şi se măsoară cota M. Unghiul α se calculează cu relaţia:

$$tg\,\alpha = \frac{M-m}{2L} \qquad (8)$$

Scanned with OKEN Scanner

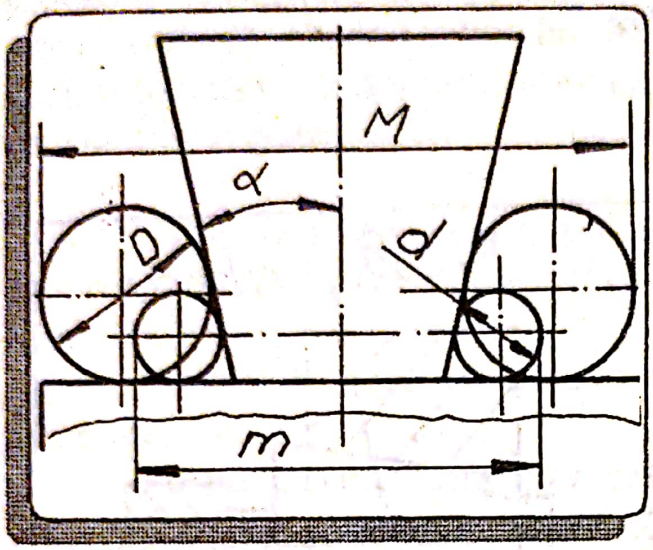


Fig.6.10. Măsurarea conurilor exterioare cu două perechi de role calibrate

■ *Măsurarea conurilor exterioare cu două perechi de role calibrate* (fig.6.10). Se aşează rolele mici şi se măsoară cota m, apoi, rolele mari şi se măsoară cota M. Efectuând calculele se obţine relaţia:

$$tg\alpha = \frac{(M-m)[(M-m)-2(D-d)]}{2(D-d)[(M-m)-(D-d)]} \quad (9)$$

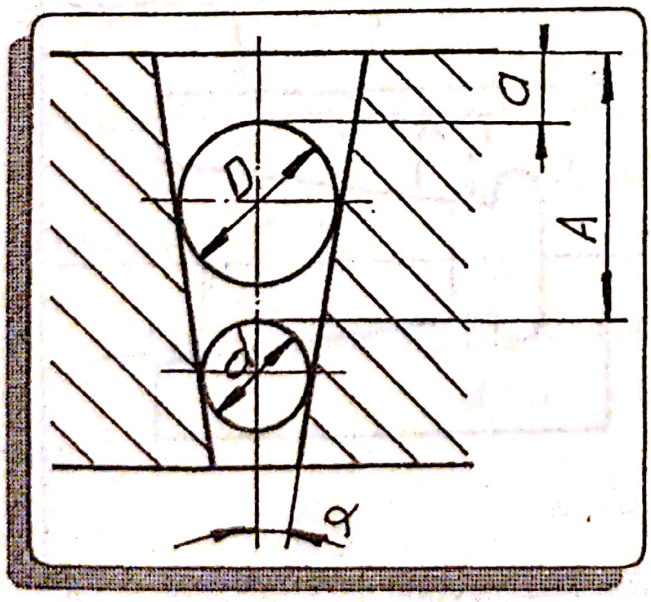


Fig.6.11. Măsurarea conurilor interioare cu două bile

■ *Măsurarea conurilor interioare cu două bile* (fig.6.11). Se cunosc diametrele bilelor, D şi d, şi se măsoară distanţele A şi a. Efectuând calculele se obţine relaţia:

$$\sin\alpha = \frac{D-d}{2(A-a)-(D-d)}. \quad (10)$$

■ *Măsurarea conurilor cu rigla sinus*. Se foloseşte acelaşi principiu de lucru ca în cazul măsurării unghiulor cu rigla sinus putându-se controla atât conurile exterioare cât şi cele interioare.

4.2. Controlul pieselor conice cu calibre

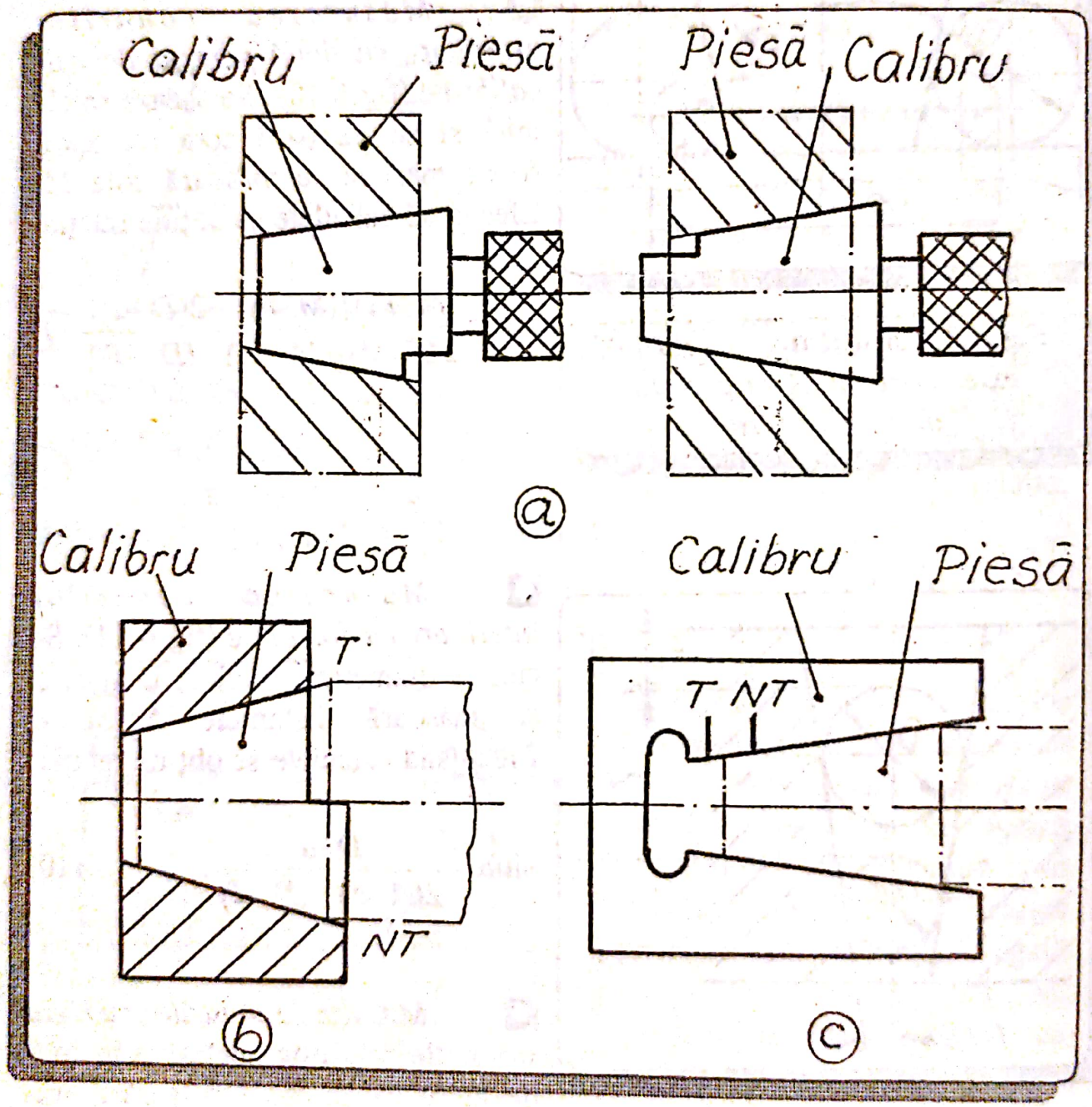


Fig.6.12. Forme constructive ale calibrelor conice

Calibrele conice au forma inversă suprafeţelor de controlat şi sunt

prevăzute cu degajări sau repere care pun în evidenţă părţile "trece" (T) şi "nu trece" (NT). Cu ajutorul calibrelor conice cu secţiune circulară se execută un control complex, adică o verificare simultană a tuturor parametrilor geometrici (în afară de rugozitate).

Calibrele pentru alezaje conice sunt calibre tampon (fig.6.12. a), iar calibrele pentru arbori conici pot fi calibre inel (fig.6.12 b) sau calibre plate (fig.6.12. c).

Controlul se poate efectua în raport cu baza mică sau cu baza mare a suprafeţei conice.

Pentru calculul calibrelor conice se are în vedere că o anumită toleranţă T_D (T_d) - la diametru determină o toleranţă axială T_A, care se poate calcula cu relaţia (fig.6.13):

$$T_A = \frac{T_D}{2} \cdot ctg\frac{\alpha}{2} = \frac{T_d}{2} \cdot ctg\frac{\alpha}{2} \qquad (11)$$

Deoarece calibrele conice se uzează, la stabilirea diametrelor lor, trebuie luată în considerare o toleranţă de uzură compusă din: toleranţa de uzură de lucru U_1 şi toleranţa de uzură de control U_c. Dacă toleranţa de execuţie a calibrului este T_c, atunci diametrul calibrului conic va fi:

$$D_c = D_{min} + U_1 + U_c + T_c \qquad (12)$$

pentru calibre tampon (fig.6.13. a), sau:

$$D_c = D_{min} + z \qquad (13)$$

unde $z = U_1 + U_c + T_c$.

Pentru calibre inel (fig.6.13. b):

$$d_c = d_{max} - U_1 - U_c - T_c \qquad (14)$$

sau:

$$d_c = d_{max} - z \qquad (15)$$

Pentru toleranţa de execuţie a calibrelor conice, se recomandă, următoarele valori:

$$T_e = \frac{T}{20} + 0{,}001\ mm, \quad \text{pentru D} = 1 \ldots 49 \text{ mm};$$

$$T_e = \frac{T}{20} + 0{,}002\ mm, \quad \text{pentru D} = 50 \ldots 99 \text{ mm}; \qquad (16)$$

$$T_e = \frac{T}{20} + 0{,}003\ mm, \quad \text{pentru D} = 100 \ldots 149 \text{ mm}.$$

şi aşa mai departe, pentru fiecare 50 mm se adună 0,001 mm. Valorile T (adică T_D sau T_d şi T_e) s-au luat în milimetri.

Pentru toleranţa de uzură, se recomandă valorile:

$$U_1 = U_e = \frac{T}{20} + 0{,}001\ mm \qquad (17)$$

care se rotunjesc în minus, pentru T_D (T_d) impar.

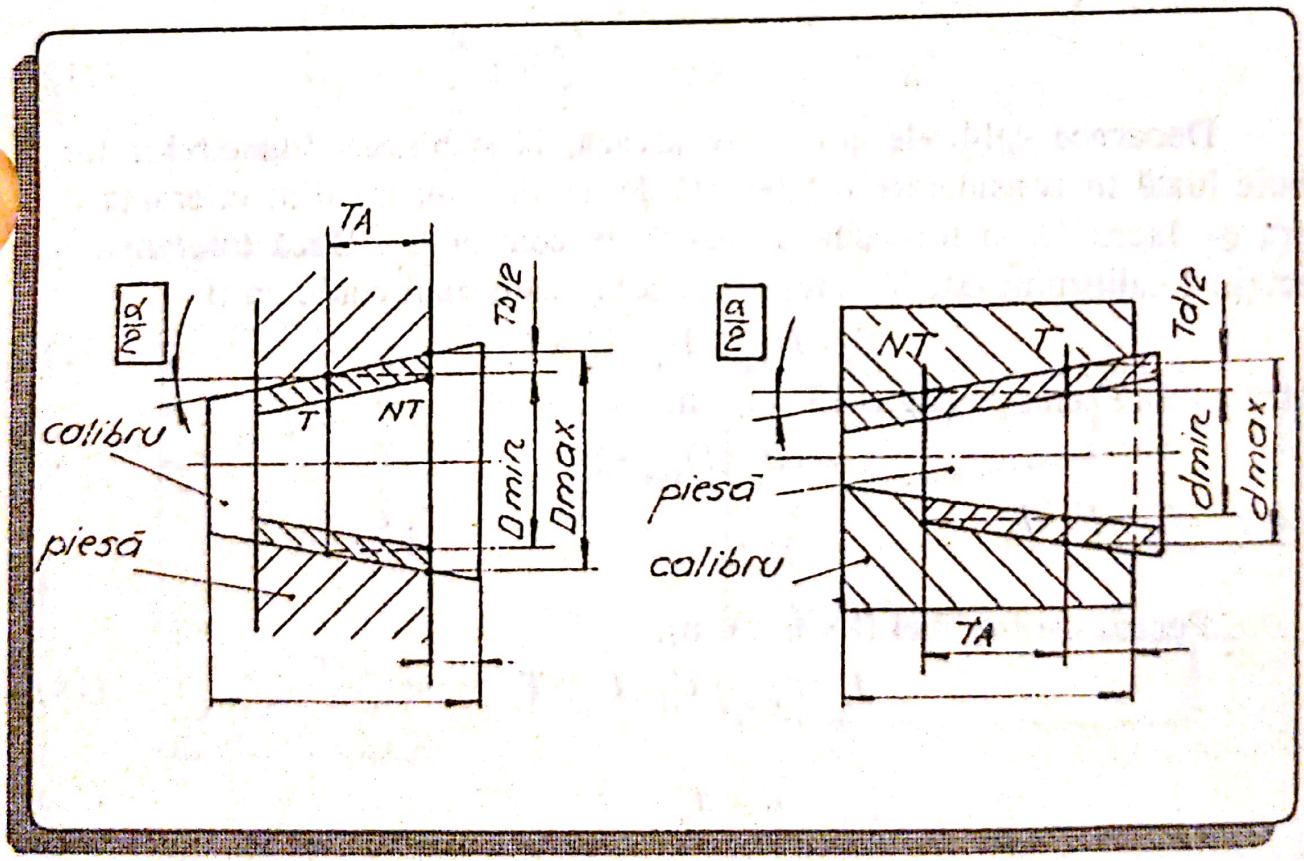


Fig.6.13. Scheme de calcul a calibrelor conice:
a - calibre tampon;
b - calibre inel sau plate

Capitolul VII

PRECIZIA ŞI CONTROLUL PIESELOR FILETATE

Asamblările filetate se folosesc pe scară largă în construcţia de maşini şi după relaţia care există între cele două piese, cuprinsă şi cuprinzătoare, ele se împart în:

- asamblări filetate fixe, care se realizează cu ajustaje cu joc minim, cu ajustaje intermediare şi cu strângere;
- asamblări filetate mobile, realizate cu ajustaje cu joc.

Piesele filetate pot fi cilindrice sau conice, iar filetul acestora poate fi: ● metric, ● în ţoli, ● trapezoidal, ● ferăstrău, ● rotund şi ● pătrat. Date în legătură cu terminologia, profilul şi elementele dimensionale ale filetelor cilindrice sunt prezentate în STAS 3872-81, iar ale filetelor conice în STAS 6423-81 (filet metric conic) şi STAS 6422-81 (filet conic în ţoli-Briggs).

1. Toleranţele şi ajustajele filetelor metrice ISO, de uz general

Elementele filetului metric ISO, conform STAS 3872-81 (fig.7.1), sunt:

- **Diametrul mediu,** $D_2(d_2)$ - diametrul cilindrului care intersectează spirele filetului astfel încât, lăţimea plinurilor este egală cu lăţimea golurilor.

Scanned with OKEN Scanner

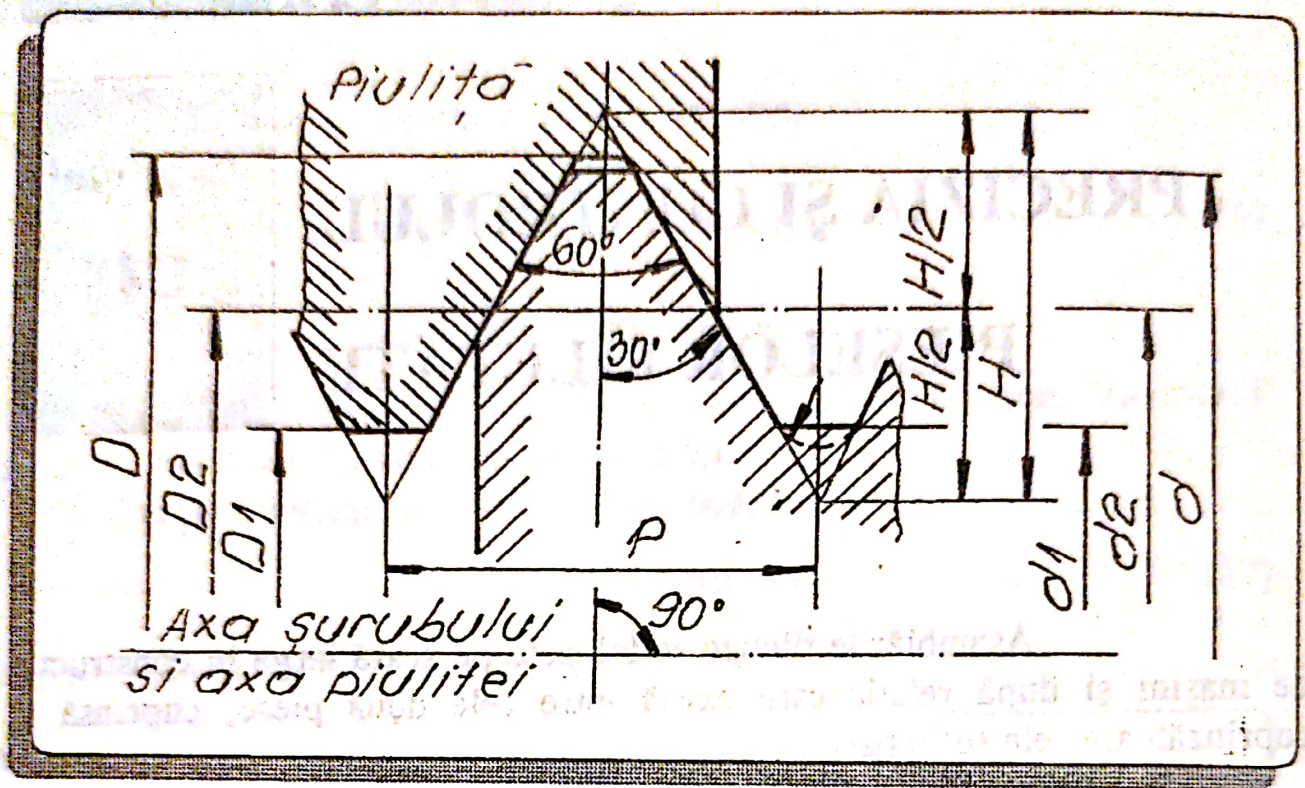


Fig.7.1. Elementele filetului metric ISO

- **Pasul filetului,** p - distanţa, măsurată paralel cu axa suprafeţei filetate, dintre două flancuri consecutive cu aceeaşi înclinaţie.
- **Unghiul filetului** (unghiul flancului), α - unghiul, măsurat într-un plan ce trece prin axa suprafeţei filetate, dintre flancurile profilului filetului.
- **Diametrul exterior al filetului,** D(d) - diametrul cilindrului circumscris fundurilor filetului la piuliţă respectiv, vârfurilor filetului la şurub.
- **Diametrul interior al filetului,** $D_1(d_1)$ - diametrul cilindrului circumscris vârfurilor filetului la piuliţă respectiv, fundurilor filetului la şurub.
- **Înălţimea teoretică a filetului,** H - înălţimea profilului ascuţit obţinut prin prelungirea flancurilor până la intersectarea lor.

Dintre toate aceste elemente, cele mai importante din punct de vedere funcţional sunt: diametrul mediu $D_2(d_2)$, pasul p şi unghiul flancului α, iar precizia lor determină precizia îmbinării filetate.

1.1. Toleranţele filetelor metrice ISO de uz general

Pentru a fi posibilă înşurubarea filetului şurubului în filetul piuliţei, este necesar ca, poziţionarea câmpurilor de toletanţă pentru filetul şurubului şi piuliţei să se facă în afara profilului nominal (fig.7.2), considerat ca profil zero.

Pentru simplificarea lucrurilor, se stabilesc toleranţe numai pentru diametrul mediu, în baza observaţiei că: dacă variază pasul sau unghiul filetului, o modificare corespunzătoare a diametrului mediu, face posibilă realizarea îmbinării.

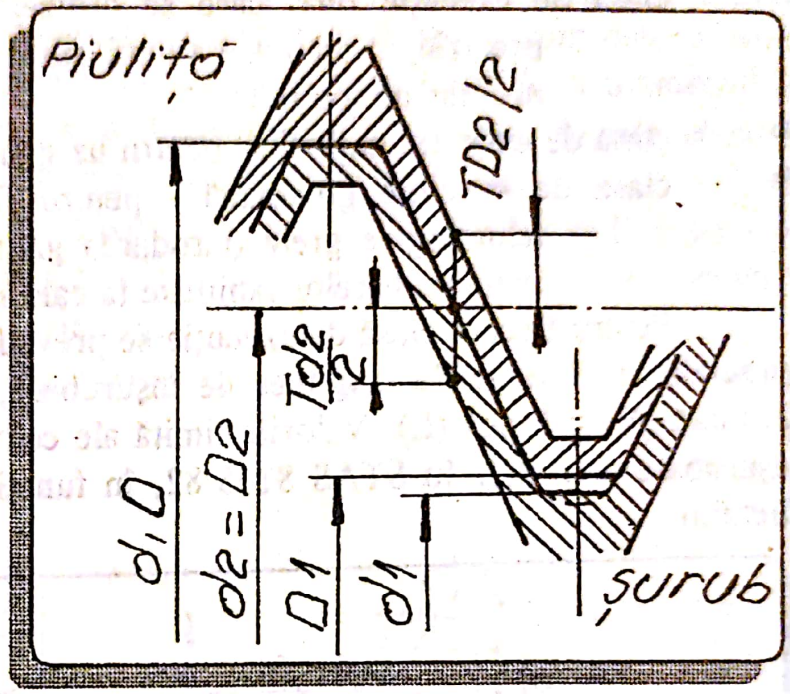


Fig.7.2. Câmpurile de toleranţă ale filetului, la piuliţă şi şurub

Corecţia totală (f_Σ) care trebuie aplicată diametrului mediu este:

$$f_\Sigma = f_p + f_\alpha + f_d \quad [\mu m] \tag{1}$$

unde f_p şi f_α reprezintă corecţiile datorate abaterilor pasului şi unghiului filetului;

f_d - corecţia datorată abaterii propriu-zise a diametrului mediu.

Au fost stabilite formule pentru calculul acestor corecţii, pe baza cărora, literatura de specialitate, dă valoarea corecţiilor pentru diferite filete. Astfel, pentru filetul metric, se indică:

$$f_p = 1{,}732\,|\Delta p| \quad [\mu m]; \; f_\alpha = 0{,}36 \cdot p \cdot \frac{\Delta\alpha}{2} \quad [\mu m] \tag{2}$$

Corecţia f_d se ia după treapta de toleranţă IT9.

Toleranţele pentru filetele metrice ISO sunt date în STAS 8165-82, care fixează trei clase de execuţie, şi anume:

❶ clasa de execuţie fină, care se utilizează numai pentru filete de precizie, când între filetul şurubului şi cel al piuliţei este necesar un joc mic;

❷ clasa de execuţie mijlocie - pentru uz general;

❸ clasa de execuţie grosolană - pentru filete executate în condiţii tehnologice grele (tarodarea găurilor adânci sau înfundate, filetarea barelor laminate la cald etc.).

Pentru fiecare clasă de execuţie se prevăd câte trei grade de precizie (precizii), în funcţie de lungimea de înşurubare, care poate fi: scurtă (S), normală (N) şi lungă (L). Valorile limită ale celor trei grupe de lungimi de înşurubare sunt date în STAS 8165-82, în funcţie de diametrul nominal al filetului.

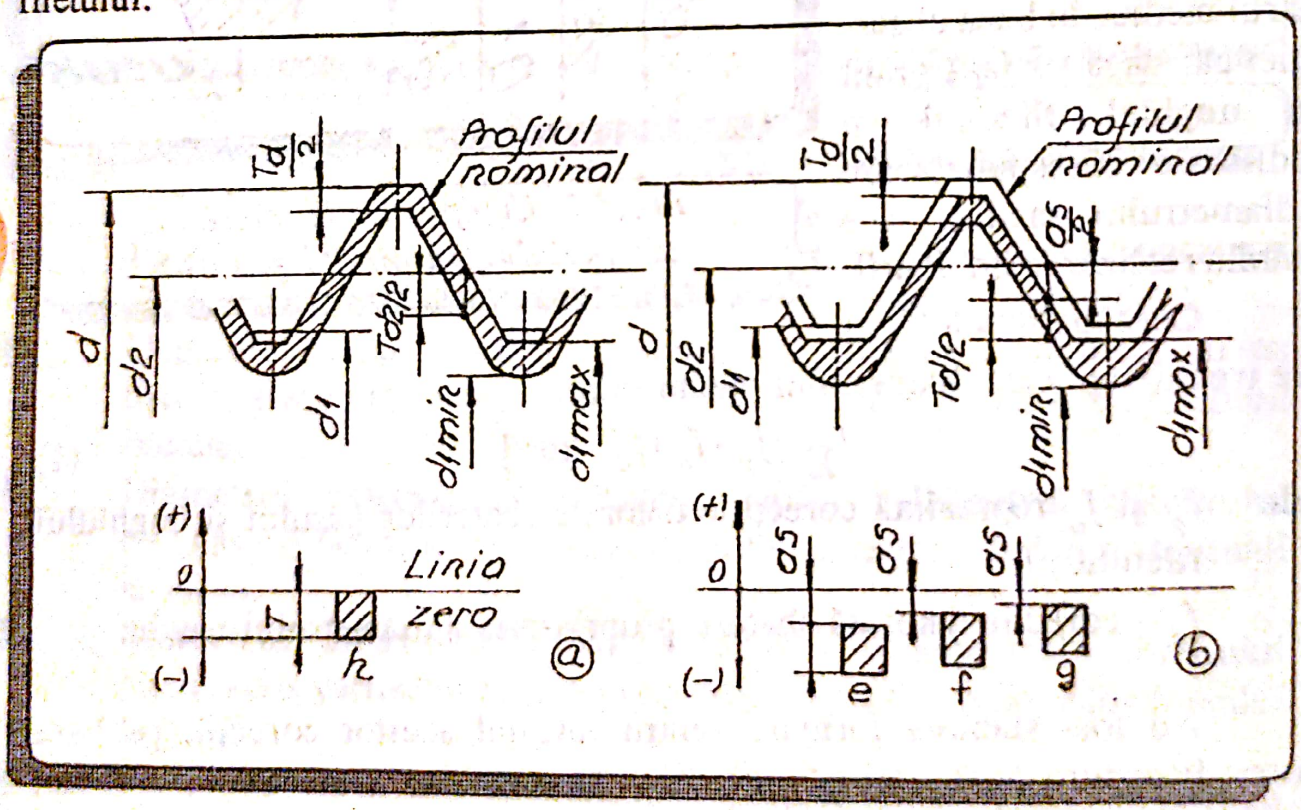


Fig.7.3. Câmpurile de toleranţă pentru filetul şuruburilor (STAS 8165-82)
a - poziţia h; b - poziţiile e, f, g

Câmpurile de toleranţă pentru diametrele filetelor la piuliţă şi şurub sunt definite prin poziţia şi mărimea lor. Ca şi la dimensiuni liniare, poziţiile câmpurilor de toletanţă, faţă de profilul nominal al filetului, sunt determinate de abaterile fundamentale, care sunt: abaterea inferioară A_i a diametrului piuliţei şi abaterea superioară a_s a diamentrului şurubului. Aceste abateri fundamentale determină şi jocul minim al asamblării filetate.

STAS 8165-82 prevede patru serii de abateri fundamentale pentru filetele şuruburilor: h, g, f, e (fig.7.3) şi două serii de abateri fundamentele pentru filetele piuliţelor H, G (fig.7.4).

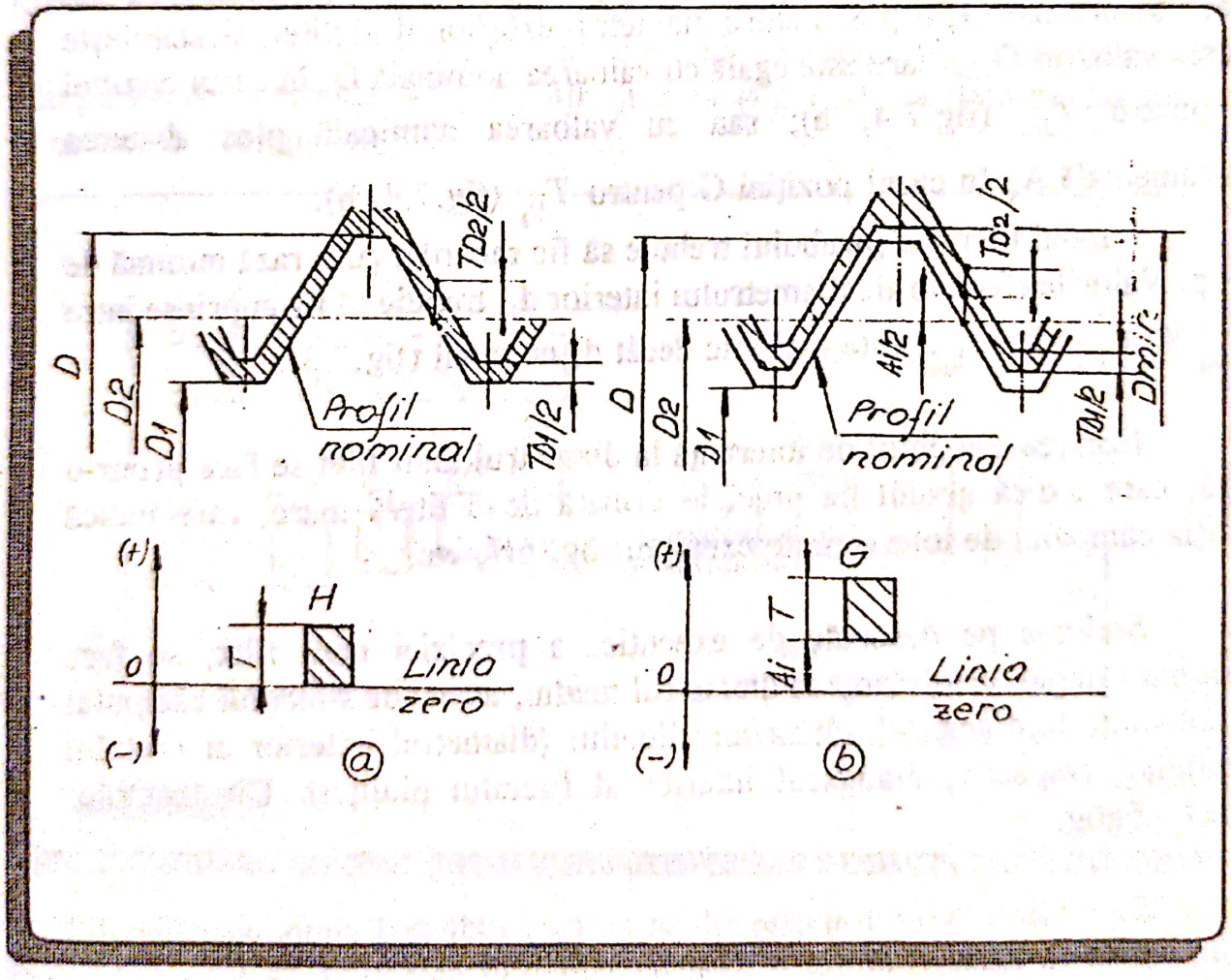


Fig.7.4. Câmpurile de toleranţă pentru filetul piuliţelor (STAS 8165-82)
a - poziţia H;
b - poziţia G

Scanned with OKEN Scanner

Aceste poziţii ale câmpurilor de toleranţă permit aplicarea unui strat acoperitor de protecţie.

Pentru toleranţa T_{d_2}, la diametrul mediu al şurubului, sunt prevăzute şapte grade de precizie: 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, în ordinea descrescândă a preciziei, iar pentru toleranţa T_{D_2}, la diametrul mediu al piuliţei, cinci grade de precizie: 4, 5, 6, 7, 8.

Pentru toleranţa T_d, la diametrul exterior al şurubului se prevăd trei grade de precizie: 4, 6 şi 8. Pentru diametrul exterior al piuliţei, se stabileşte numai valoarea D_{min}, care este egală cu valoarea nominală D, în cazul poziţiei H pentru T_{D_2} (fig.7.4, a); sau cu valoarea nominală plus abaterea fundamentală A_i, în cazul poziţiei G pentru T_{D_2} (fig.7.4, b).

Fundul filetului şurubului trebuie să fie racordat cu o rază minimă de 0,1 p. Valorile efective ale diametrului interior d_1, trebuie să fie cuprinse între $d_{1_{max}}$ şi $d_{1_{min}}$, iar $d_{1_{max}}$ este mai mic decât d_1 nominal (fig.7.3).

Notarea câmpului de toleranţă la diametrul unui filet se face printr-o cifră, care indică gradul de precizie urmată de o literă mare, care indică poziţia câmpului de toleranţă de exemplu: 6g, 6H, etc.

Scrierea pe desenele de execuţie, a preciziei unui filet, se face indicând câmpul de toleranţă la diametrul mediu, urmat de simbolul câmpului de toleranţă la diametrul vârfurilor filetului (diametrul exterior al filetului şurubului, respectiv, diametrul interior al filetului piuliţei). De exemplu: M6x1 - 5g6g.

Simbolizarea unui ajustaj filetat se face indicând simbolul câmpului de toleranţă la filetul piuliţei, urmat de simbolul câmpului de toleranţă la filetul şurubului, separate printr-o linie oblică. De exemplu: M6×1-6H/5g6g.

Dacă lungimea de înşurubare face parte din grupa L sau S, în ultimul caz numai când lungimea de înşurubare este maimică decât lungimea filetului, atunci se indică şi lungimea filetului. De exemplu M6×1-6H/5g6g-30.

Scanned with OKEN Scanner

1.2 Ajustajele filetelor metrice ISO.

Toleranţele pentru filete metrice, cuprinse în STAS 8165-82, se referă la ajustajele cu joc.

Ajustajele intermediare. În STAS 11432-80, sunt date toleranţele pentru ajustajele intermediare ale filetelor metrice ISO de uz general, cu diametre nominale de la 5 la 45 mm. Aceste toleranţe se referă la filetul prezoanelor din oţel înşurubate în piese cu filet interior confecţionate din oţel, fontă sau aliaje de aluminiu şi magneziu.

Pentru diametrul mediu al filetului exterior, d_2, sunt prevăzute câmpurile de toleranţă: 4jh, 4j, 4jk şi 2 m (fig.7.5), iar pentru diametrul exterior, d - câmpul 6g.

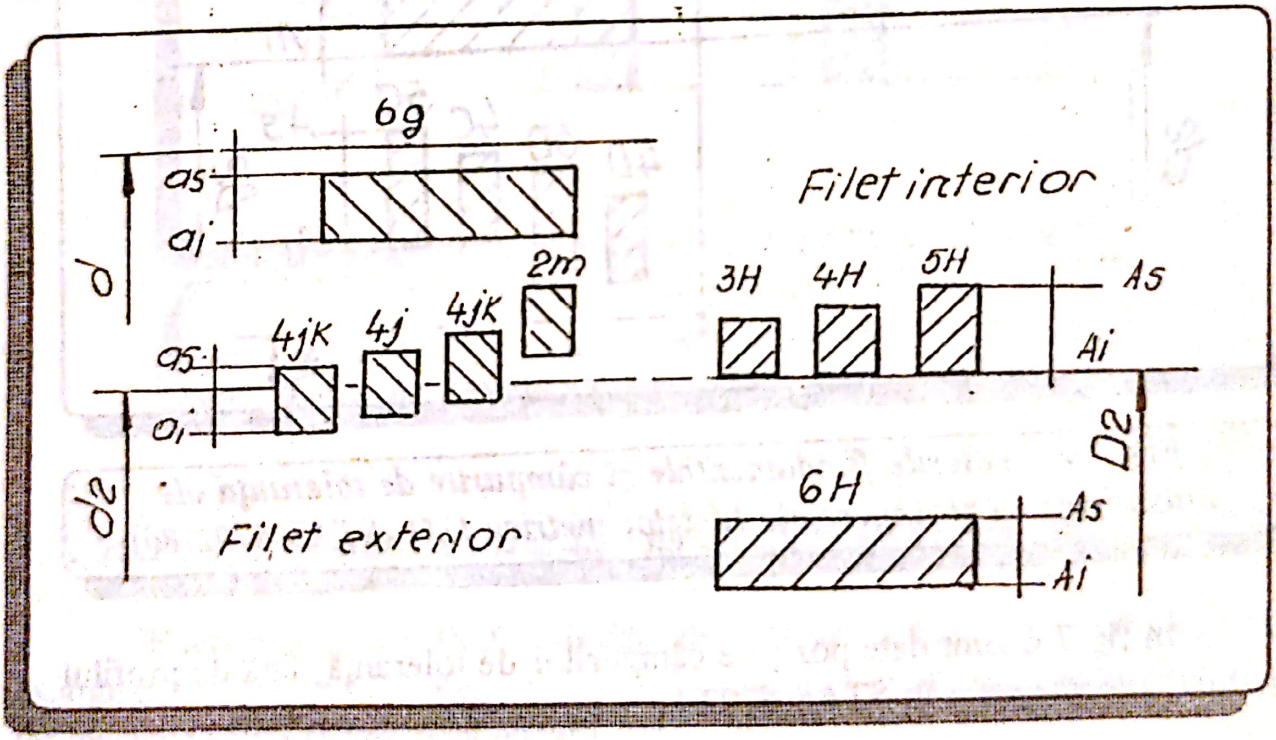


Fig.7.5. Abaterile câmpurilor de toleranţă pentru ajustajele intermediare ale filetelor metrice ISO (STAS 11432-80)

Pentru diametrul mediu al filetului interior, D_2 sunt prevăzute câmpurile de toleranţă: 3H, 4H, 5H şi, pentru diametrul interior, D_1, câmpul 6H. Poziţia acestor câmpuri, faţă de profilul nominal, este dată în fig.7.5.

Scanned with OKEN Scanner

Ajustaje cu strângere. În STAS 5792-80, sunt date toleranţele pentru ajustajele cu strângere ale filetelor metrice ISO de uz general, cu diametre nominale de la 5 la 45 mm, obţinute prin asamblare cu sortare prealabilă. Toleranţele din acest standard se referă la filetul prezoanelor din oţel înşurubate în piese cu filet interior, confecţionate din oţel, aliaje dure, fontă, aliaje de aluminiu şi magneziu.

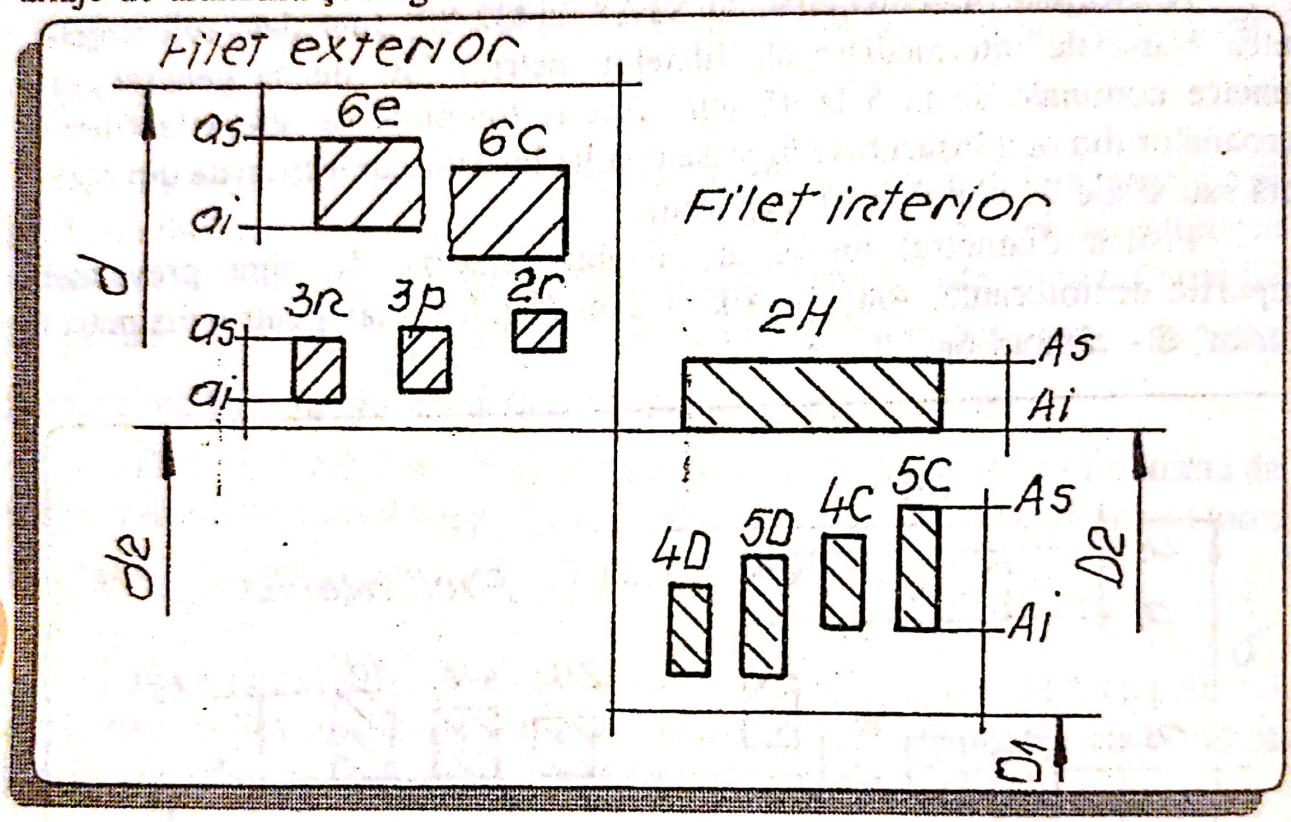


Fig.7.6. Abaterile fundamentale şi câmpurile de toleranţă ale ajustajelor cu strângere ale filetelor metrice ISO (STAS 5792-80)

În fig.7.6 sunt date poziţiile câmpurilor de toleranţă, faţă de profilul nominal, recomandate în STAS 5792-80.

În fig.7.7, se prezintă, ca exemplu, poziţia câmpurilor de toleranţă pentru filetul M14×1,5, în cazul asamblării cu şi fără sortare în grupe de dimensiuni. Grupele de dimensiuni s-au notat cu cifrele I, II şi III, asamblarea trebuind să se realizeze între piese din grupe de dimensiuni de acelaşi ordin.

Scanned with OKEN Scanner

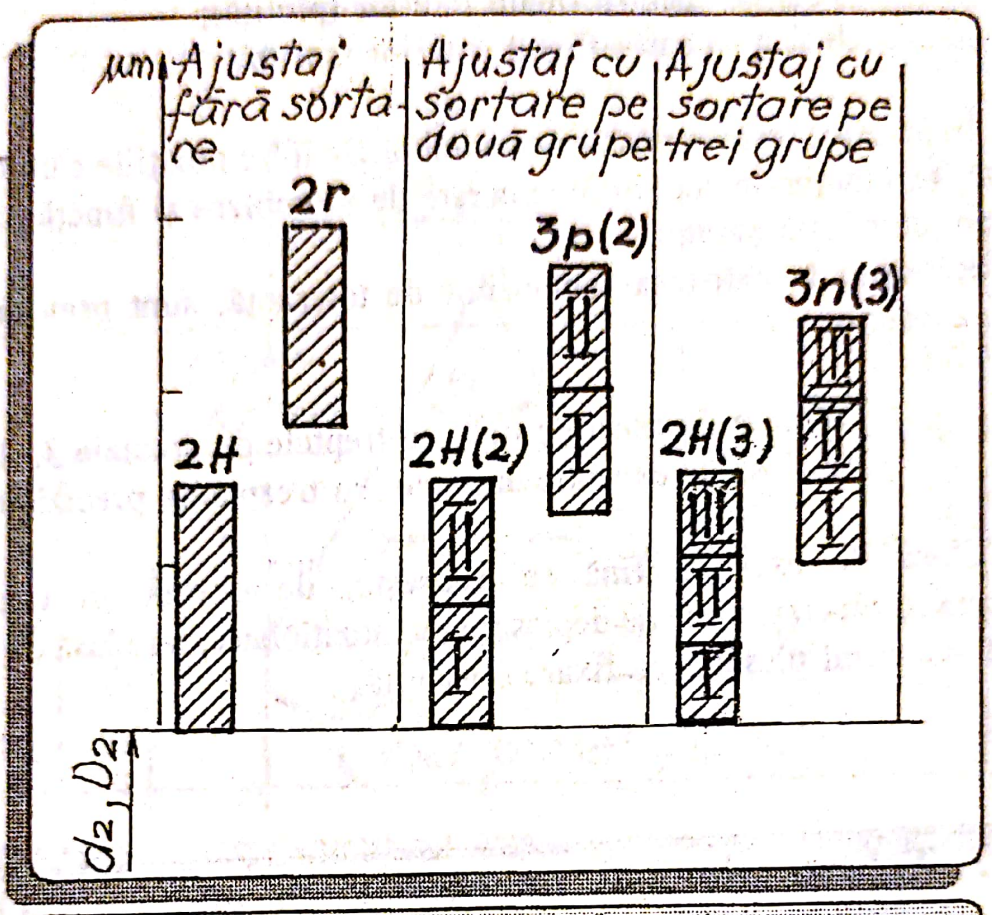


Fig.7.7. Câmpurile de toleranţă pentru ajustaje cu strângere cu şi fără sortare (STAS 5792-80)

1.3. Toleranţele filetelor metrice ISO miniaturale de uz general

Filetele metrice ISO, miniaturale de uz general, se folosesc la asamblarea pieselor de dimensiuni mici, în industria constructoare de maşini, de mecanică fină şi industria uşoară.

Profilul nominal al acestor filete este dat în STAS 9674/1-74, iar dimensiunile nominale (pentru filete M 0,3 ... M 0,9 cu pasul 0,08 ... 0,225 mm) - în STAS 9674/2-74.

Toleranţele filetelor miniaturale sunt stabilite de STAS 9674/3-74, care prevede pentru piuliţă şi şurub, câte două poziţii ale câmpurilor de toleranţă la diametrul mediu şi diametrul vârfurilor filetului, şi anume:

H şi G - pentru filetul interior (piuliţă);
h şi g - pentru filetul exterior (şurub);

În practică, este admisă orice combinaţie între poziţiile câmpurilor de toleranţă, în funcţie de condiţiile concrete de asamblare şi funcţionare, care impun un joc minim garantat.

Referitor la mărimea câmpurilor de toleranţă, sunt prevăzute două clase de execuţie:

- clasa de execuţie fină, cu treptele de precizie 3, 4, şi 5;
- clasa de execuţie mijlocie, cu treapta de precizie 6.

Clasa de execuţie fină se foloseşte, de obicei, în cazul unor mecanisme cu precizie mare de deplasare sau poziţionare, iar clasa de execuţie mijlocie - în cazul pieselor cu fixare obişnuită.

2. Toleranţele şi ajustajele filetelor metrice ISO pentru produse din mase plastice

Sunt standardizate filete metrice ISO pentru produse din mase plastice, care se asamblează între ele sau pentru produse din mase plastice, care se asamblează cu piese metalice, având diametrul nominal între 1 şi 120 mm şi pasul între 0,2 şi 6 mm.

Profilul nominal al acestor filete, conform STAS 8404/1-74, este dat în fig.7.8.

Toleranţele şi ajustajele filetelor pentru mase plastice sunt stabilite prin STAS 8404/2-74, care prevede câte două serii de abateri fundamentale:

H şi G, pentru filetul interior;
h şi g, pentru filetul exterior.

Pentru: diametrele medii, D_2 şi d_2, diametrul vârfurilor filetului, D şi d şi pentru diametrul interior al filetului exterior, D_1 şi d_1, se prevăd toleranţe în cinci trepte de precizie, simbolizate cu cifre de la 6 la 10.

Scanned with OKEN Scanner

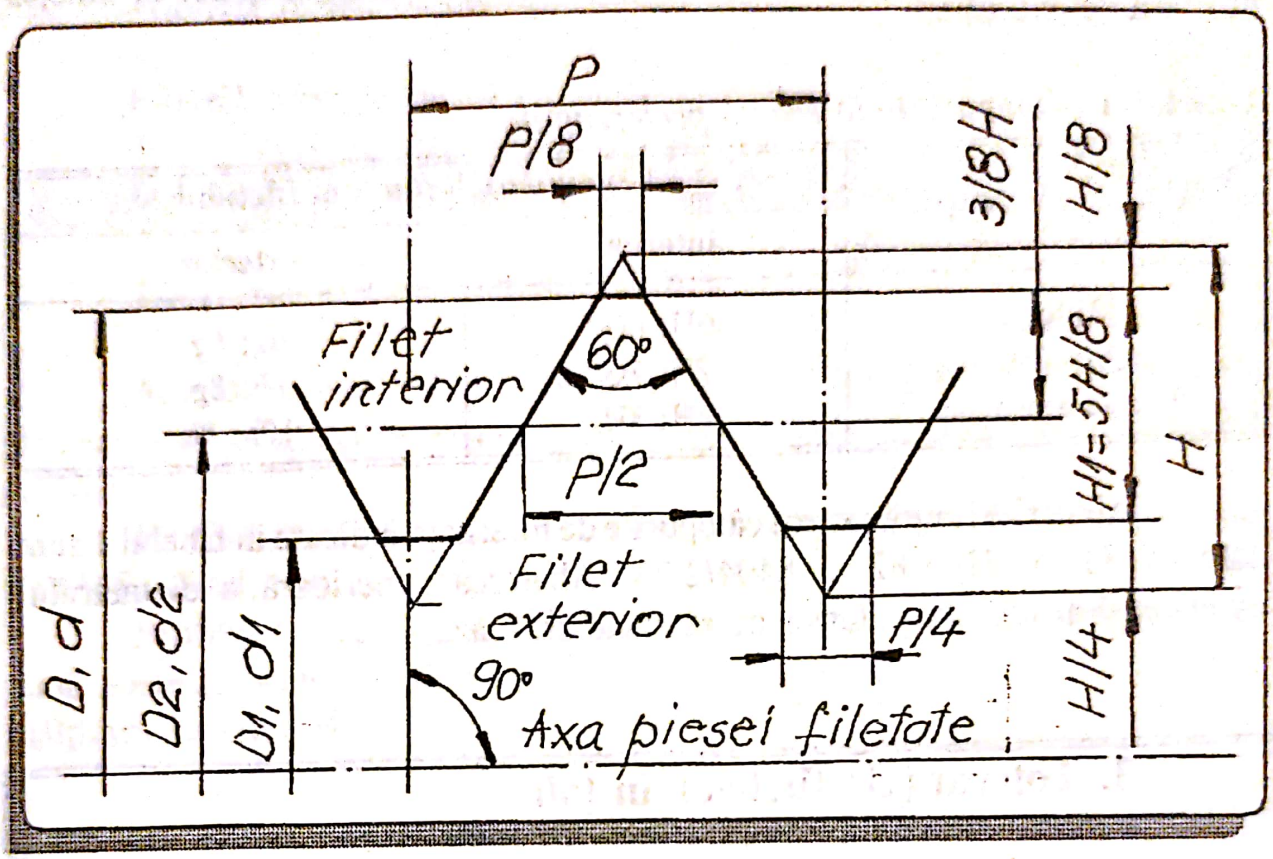


Fig.7.8. Profilul nominal al filetelor metrice ISO, pentru produse din mase plastice

Valorile toleranţelor corespunzătoare acestor trepte de precizie sunt date în STAS 8165-82, cu excepţia toleranţelor T_{D_2} şi T_{d_2} corespunzătoare treptelor 9 şi respectiv 10, pentru filetele cu pas normal şi fin şi treptelor 6 ... 8 şi respectiv 6 ... 9, pentru filetele cu pas mare, care sunt date în STAS 3404/2-74.

Se prevăd, de asemenea, trei clase de execuţie:

- **mijlocie,** pentru filete de precizie, la care se impun condiţii de coaxialitate şi etanşeitate;
- **grosolană,** pentru filete supuse la solicitări şi nu se recomandă în cazul asamblărilor filetate din materiale fragile şi plastoelastice;
- **foarte grosolană,** pentru filete slab solicitate şi pentru filetele produselor din mase plastice care se asamblează cu piese metalice.

Scanned with OKEN Scanner

În tabelul 1 sunt date câmpurile de toleranţă preferenţiale, în funcţie de clasa de execuţie.

Tabelul 1. *Câmpuri de toleranţă preferenţiale*

Clasa de execuţie	Câmpul de toleranţă al filetului	
	interior	exterior
Mijlocie	6H; 6G	6g; 6g
Grosolană	7H; 7G	8h; 8g
Foarte grosolană	9H; 8H	10h; 8h

Abaterile limită pentru câmpurile de toleranţă indicate in tabelul 1 sunt date în STAS 8165-82 şi 8404/2-74. Abaterea superioară a diametrului exterior D al filetului interior nu se standardizează.

3. Toleranţele filetelor în ţoli

3.1. Toleranţele filetelor normale în ţoli (Whitworth)

Filetul normal în ţoli a fost standardizat în STAS 611-49, în prezent anulat - ca un filet de tranziţie, folosit numai la execuţia pieselor de schimb, pentru construcţii vechi şi construcţii mai noi, existente, la care nu este posibilă utilizarea filetului metric. Nu se mai foloseşte la construcţiile noi.

Acest filet are un profil triunghiular cu unghiul flancurilor $\alpha = 55^0$. Având la bază un profil triunghiular, toate cele arătate în legătură cu toleranţele, la filetul metric, sunt valabile şi pentru filetul în ţoli, ţinând cont de valorile: $\alpha = 55^0$; lungimea portantă a filetului se consideră $H_1 = 0{,}640327\,p$; iar $p = 25{,}4/z$; unde z reprezintă numărul de paşi pe ţoli (25,4 mm).

Toleranţele filetelor normale în ţoli au fost prescrise prin STAS 3716-53, STAS 2732-51 şi STAS 2286-51, toate anulate. Ele prevedeau toleranţe în clasele de precizie: fină, mijlocie şi grosolană.

Scanned with OKEN Scanner

3.2. Toleranţele filetelor pentru ţevi

Filetele pentru ţevi pot fi împărţite în două grupe:

- filete pentru ţevi fără etanşare în filet;
- filete pentru ţevi cu etanşare în filet.

3.2.1. Filete pentru ţevi fără etanşare în filet

Aceste filete se caracterizează prin forma triunghiulară a profilului şi prin aceea că, atât filetul interior (piuliţa) cât şi filetul exterior (şurubul) sunt cilindrice.

Profilul nominal al filetului pentru ţevi fără etanşare în filet, conform STAS 8130-68, este dat în fig.7.9.

Profilul triunghiular al filetului face ca, referitor la toleranţe, să se pună aceleaşi probleme ca la filetele metrice, cu deosebire că: $\alpha = 55°$; înălţimea portantă $H_1 = 0{,}640327\,p$, unde $p = 25{,}4/z$.

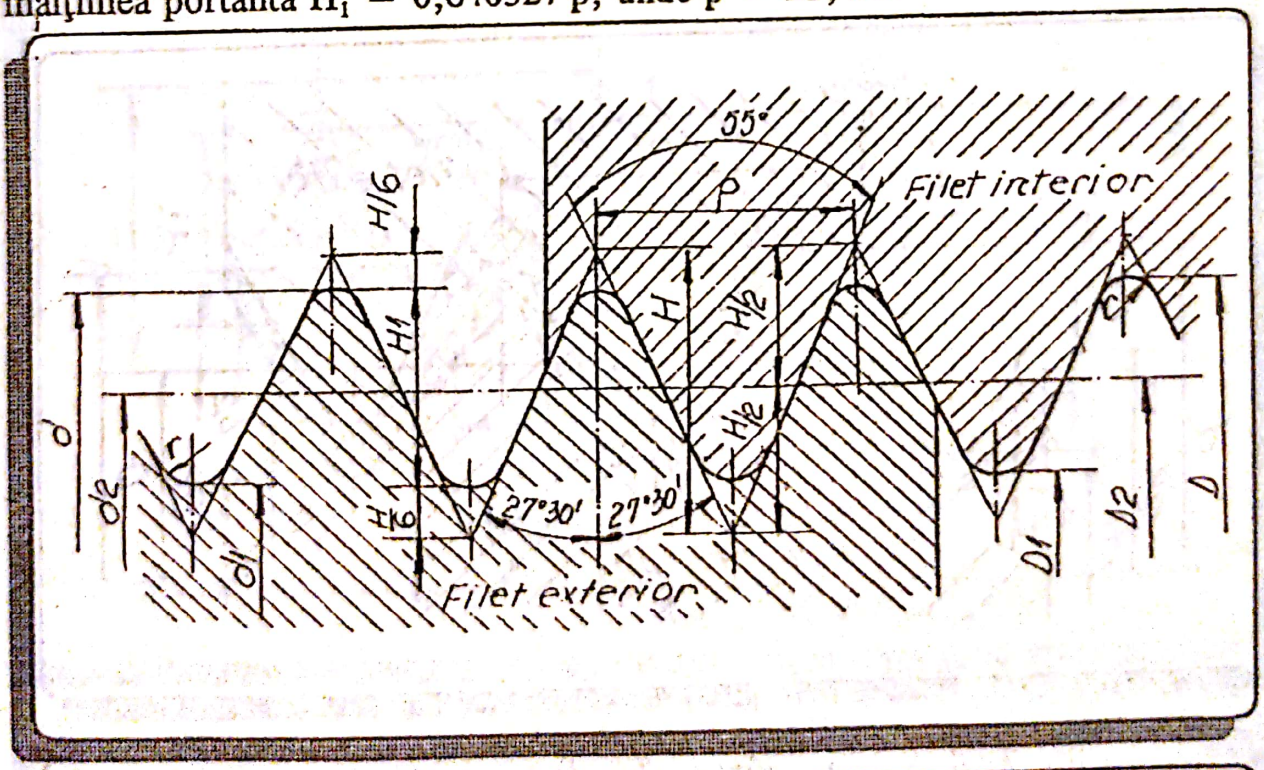


Fig.7.9. Profilul filetului pentru ţevi fără etanşare în filet (STAS 8130-68)

Valorile toleranţelor sunt date în STAS 8131-68, în care se prevăd două clase de precizie, notate cu A şi B - pentru filetul exterior şi o clasă de precizie notată cu H - pentru filetul interior. Schema câmpurilor de toleranţă, după acest standard, este dată în fig.7.10. Se observă că diametrul D al filetului interior este egal cu diametrul d al filetului exterior.

Toleranţele la diametrul mediu includ abaterile diametrului propriu-zis, ale pasului şi ale semiunghiului filetului şi deci, aceste elemente nu se vor controla separat.

Notarea pe desene se realizează prin simbolul G urmat de valoarea diametrului interior al ţevii în ţoli şi de litera care arată clasa de precizie. De exemplu:

G 2 ½ A sau G 2 ½ B, pentru filet exterior;
G 2 ½ H, pentru filet interior.

În cazuri speciale, filetele pentru ţevi fără etanşare în filet se pot utiliza şi pentru îmbinarea altor piese decât ţevile filetate.

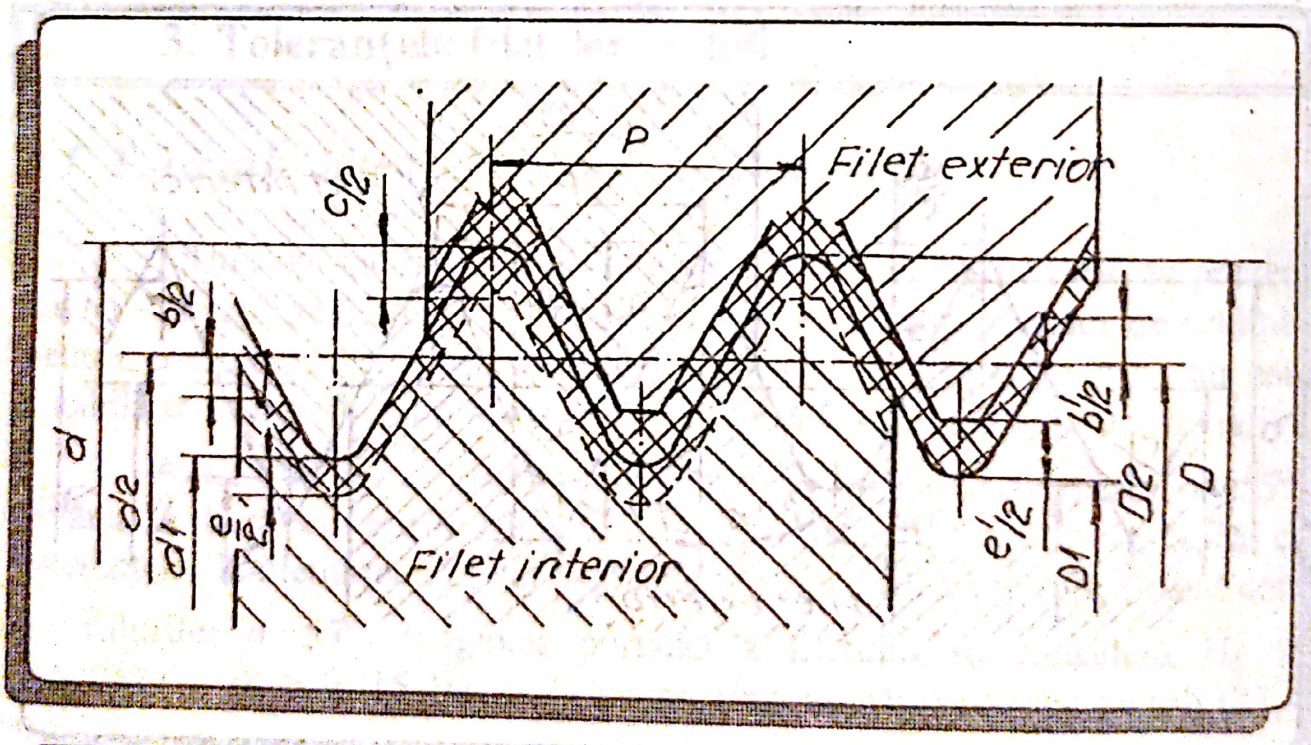


Fig.7.10. Schema câmpurilor de toleranţă pentru ţevi fără etanşare în filet (STAS 8139-68)

3.2.2. Filete pentru ţevi cu etanşare în filet

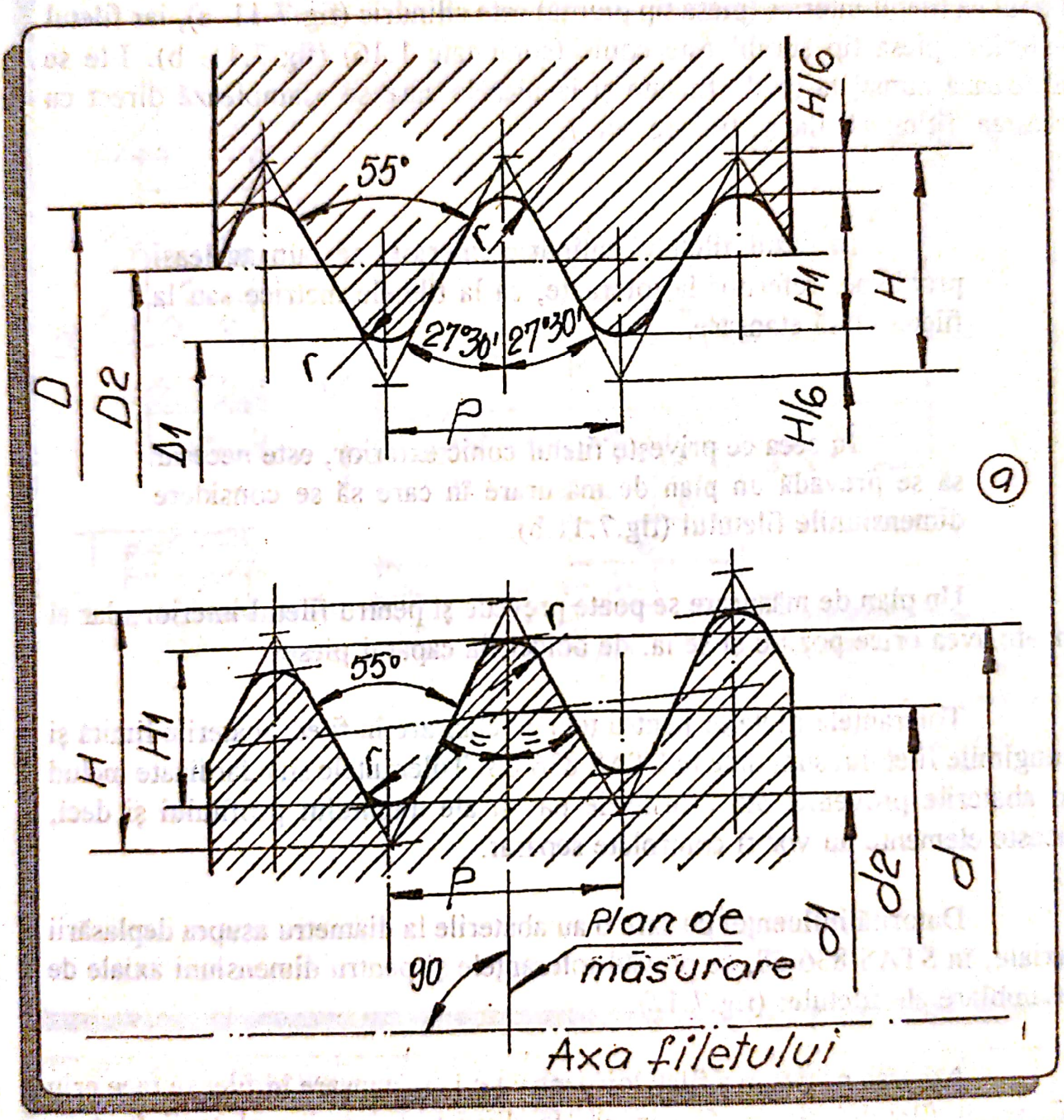


Fig.7.11. Profilul filetului pentru ţevi cu etanşare în filet (STAS 402-68)
a - filet interior;
b - filet exterior

Scanned with OKEN Scanner

Aceste filete se caracterizează printr-un profil triunghiular şi prin faptul că filetul interior (piesa tip piuliţă) este cilindric (fig.7.11. a), iar filetul exterior (piesa tip şurub) este conic (conicitate 1:16) (fig.7.11. b). Ele se utilizează numai la ţevile filetate şi la piesele care se asamblează direct cu acestea (fitinguri, flanşe filetate, etc.).

În cazul filetului cilindric interior, se pun aceleaşi probleme, referitor la toleranţe, ca la filetele metrice sau la filetele fără etanşare.

În ceea ce priveşte filetul conic exterior, este necesar să se prevadă un plan de măsurare în care să se considere dimensiunile filetului (fig.7.11.b).

Un plan de măsurare se poate prevede şi pentru filetul interior, dar el poate avea orice poziţie şi se ia, de obicei, la capătul piesei.

Toleranţele filetelor pentru ţevi cu etanşare în filet, abaterile limită şi lungimile filetului sunt date în STAS 836-68. Toleranţele standardizate includ şi abaterile provenite din erorile de pas şi ale unghiului profilului şi deci, aceste elemente nu vor fi controlate separat.

Datorită influenţei pe care o au abaterile la diametru asupra deplasării axiale, în STAS 836-68, se prevăd toleranţele şi pentru dimensiuni axiale de asamblare ale filetului (fig.7.12).

Notarea pe desen a filetelor pentru ţevi cu etanşare în filet se face prin simbolul filetului (litera G urmată de diametrul interior al ţevii în ţoli) precedat de litera K in cazul filetului conic exterior (de exemplu: KG 1 ½), sau urmat de majuscula J, pentru filetul cilindric interior (de exemplu: G 1 ½ J).

Scanned with OKEN Scanner

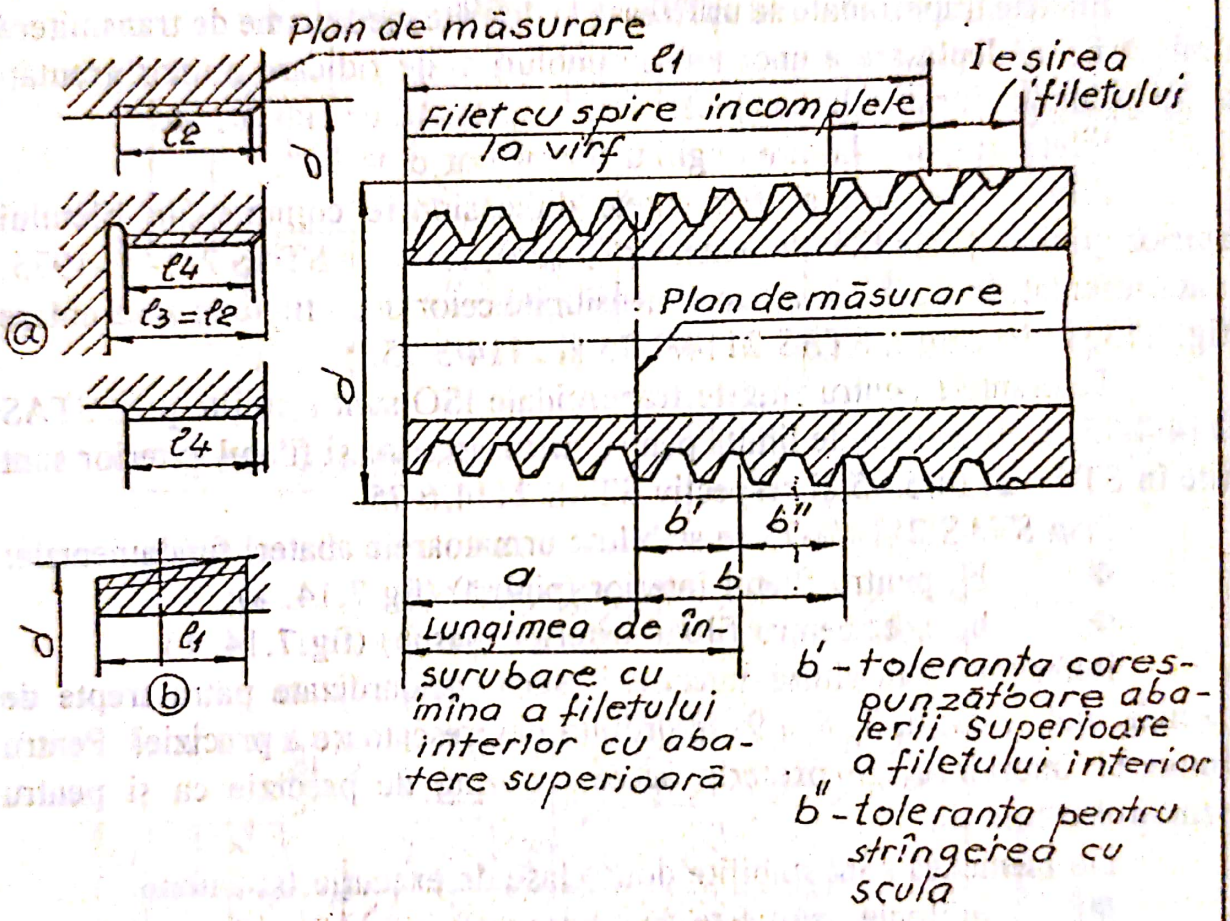


Fig.7.12. Lungimile filetului în cazul filetelor cu etanşare în filet:
a - filet interior;
b - filet exterior

Scanned with OKEN Scanner

4. Toleranţele şi ajustajele filetelor trapezoidale ISO

Filetele trapezoidale se utilizează la diferite mecanisme de transmitere a mişcării, de deplasare a unor subansambluri şi de ridicare a unor greutăţi ca de exemplu: şuruburile conducătoare, la instalaţii de ridicat, etc.

Filetul trapezoidal are unghiul flancurilor $\alpha = 30°$.

Profilul de bază şi elementele dimensionale comune ale filetului interior (piuliţa) şi ale filetului exterior (şurub), conform STAS 2114/1-1975, sunt prezentate în fig.7.13. a, iar dimensiunile celor două filete în ansamblare (fig.7.13. b), conform STAS 2114/2-75 şi 2114/3-75.

Toleranţele pentru filetele trapezoidale ISO sunt stabilite prin STAS 2114/4-75,iar dimensiunile limită pentru filetul interior şi filetul exterior sunt date în STAS 2114/5-75 şi respectiv STAS 2114/6-75.

Prin STAS 2114/4-75 se stabilesc următoarele abateri fundamentale:

- H, pentru filetul interior (piuliţă) (fig.7.14. a);
- h, e, c, pentru filetul exterior (şurub) (fig.7.14. b).

Referitor la mărimea toleranţei, sunt standardizate patru trepte de precizie, notate cu: 6, 7, 8 şi 9, în ordinea descrescătoare a preciziei. Pentru diametrul interior d_3 se prescrie aceeaşi treaptă de precizie ca şi pentru diametrul mediu d_2.

De asemenea sunt stabilite două clase de execuţie, şi anume:

- mijlocie, care este de uz general;
- grosolană, folosită în cazurile în care execuţia pieselor filetate se face în condiţii dificile, iar funcţionarea permite această precizie.

Se consideră două lungimi de înşurubare: normală (N) şi lungă (L). În cazul filetelor cu mai multe începuturi, toleranţele sunt egale cu cele ale filetelor cu un început, cu excepţia toleranţelor pentru diametrul mediu (T_{D_2} şi T_{d_2}) care se obţin prin înmulţirea toleranţelor de la filetele cu un început cu factori daţi în STAS 2114/4-75.

Toleranţele din STAS 2114/4-75 nu se aplică filetelor trapezoidale care necesită exigenţe speciale în privinţa deplasărilor axiale, cum sunt de exemplu, şuruburile conducătoare de la maşinile-unelte.

Scanned with OKEN Scanner

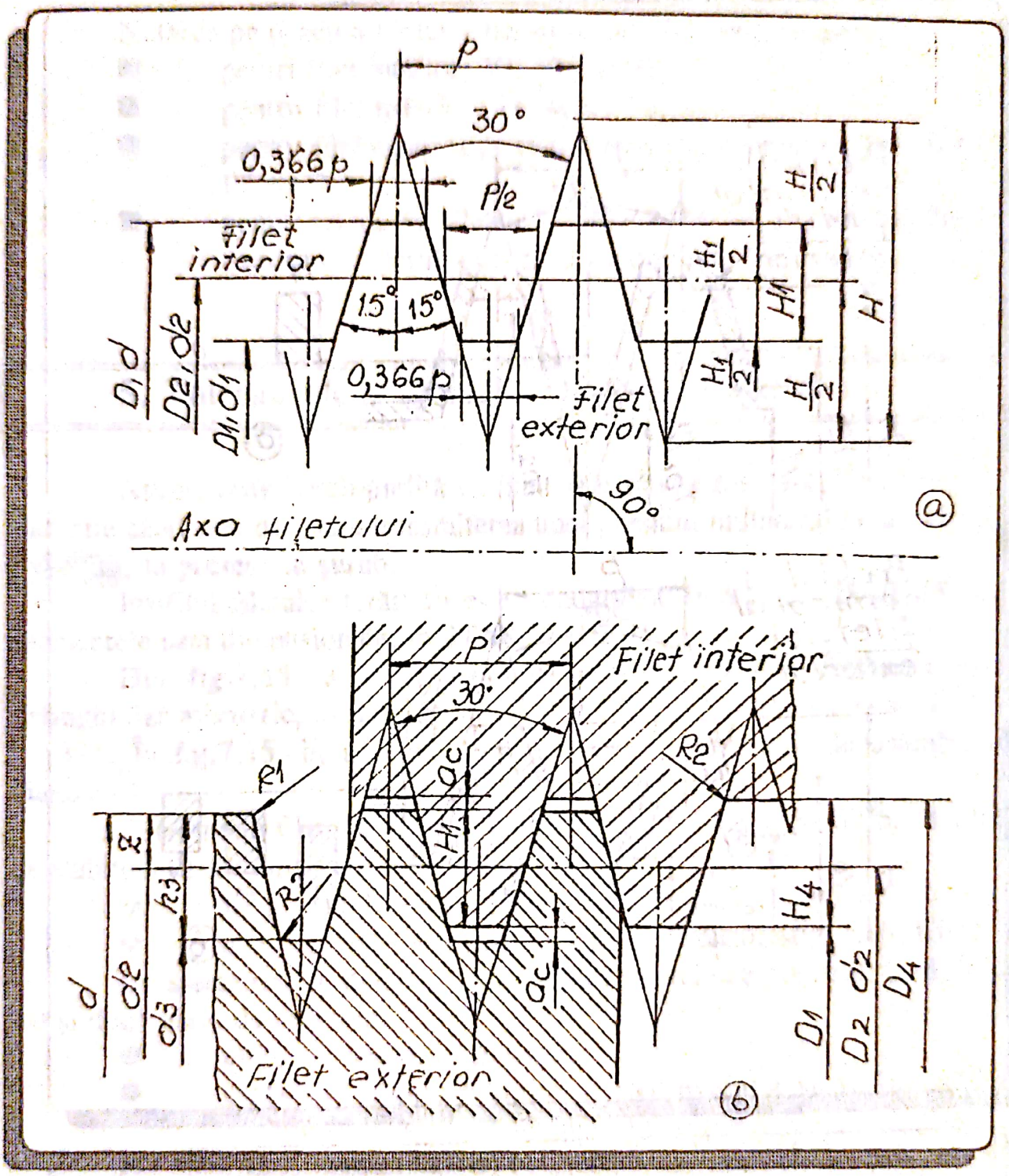


Fig.7.13. Profilul de bază şi dimensiunile filetului trapezoidal:
a - profilul de bază şi elementele dimensionale;
b - principalele dimensiuni de asamblare

Scanned with OKEN Scanner

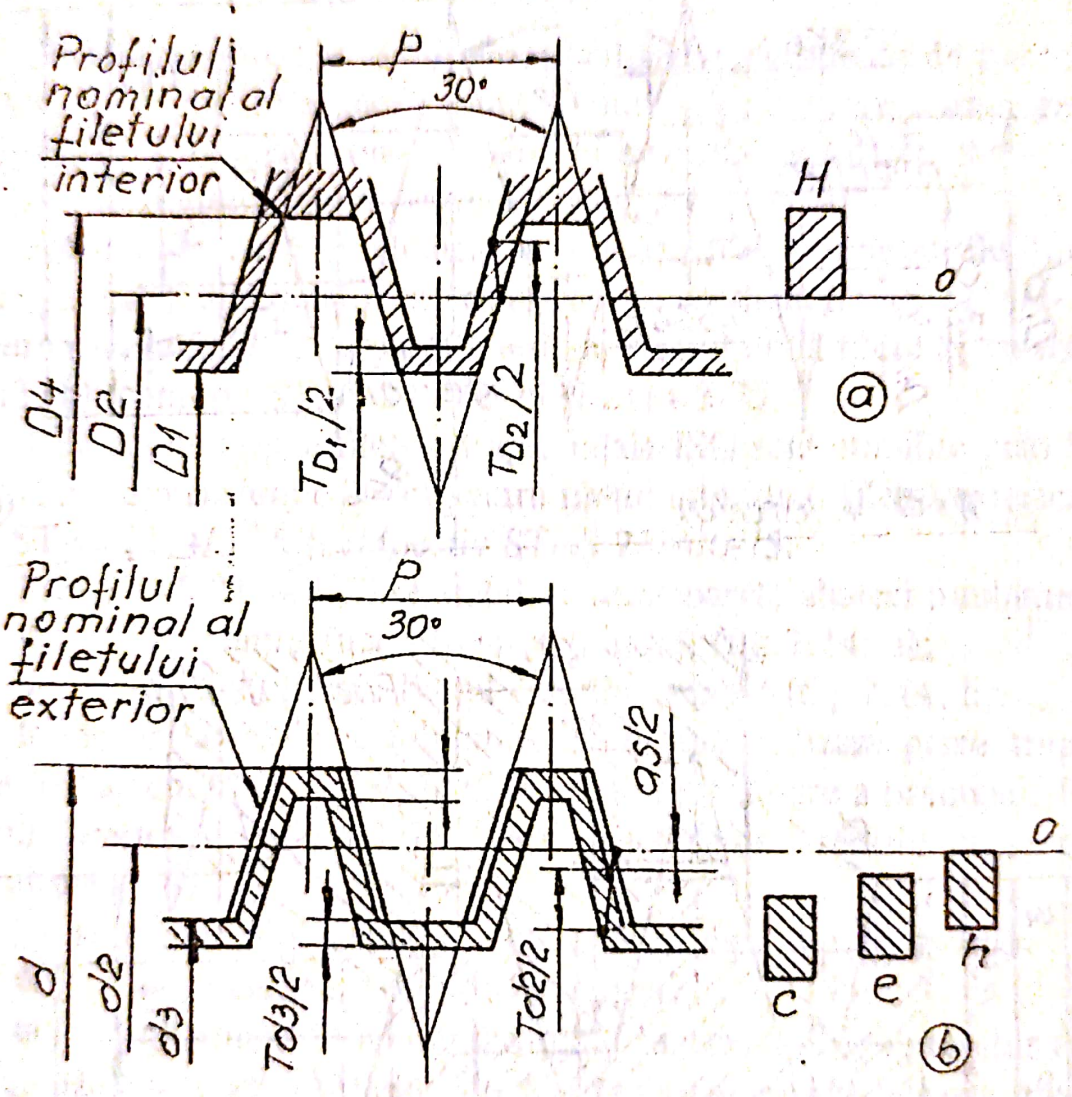


Fig.7.14. Toleranţele filetului trapezoidal:
a - filet interior;
b - filet exterior (STAS 2114/4-75)

Scanned with OKEN Scanner

Notarea pe desen a filetelor trapezoidale ISO, se face astfel:

- pentri filet interior, Tr. 40×7-7H;
- pentru filet exterior, Tr. 40×7-7e;
- pentru filet exterior pe stânga cu două începuturi, Tr. 40×14 P7 stg-7e;
- pentru un ajustaj filetat, Tr. 40×7-7H/7e; Tr. 40×14-7H/7e unde p este pasul aparent al filetului.

5. Toleranţele şi ajustajele filetelor ferăstrău

Asamblările şurub-piuliţă cu filet ferăstrău se folosesc, de obicei, în cazurile când este necesară transmiterea unei presiuni unilaterale mari ca, de exemplu, la presele cu şurub.

Profilul filetului ferăstrău este standardizat în STAS 2234/1-75, iar elementele sale dimensionale, în STAS 2234/2-75.

Din fig.7.15. a, se observă că profilul filetelor ferăstrău este triunghiular asimetric, având unghiurile $\beta = 30°$ şi $\gamma = 3°$, iar $\alpha = \beta + \gamma = 33°$. În fig.7.15. b, se prezintă principalele dimensiuni ale asamblării filetate.

Toleranţele filetelor ferăstrău sunt date în STAS 2234/3-75, în care se stabilesc următoarele abateri fundamentale (fig.7.16):

- H, pentru diametrele filetului interior (fig.7.16, a);
- h, e, c, pentru diametrele filetului exterior (fig.7.16, b).

De asemenea, se standardizează pentru treptele de precizie: 7, 8, 9 şi 10 şi două clase de execuţie:

- mijlocie, pentru uz general;
- grosolană, pentru cazurile în care execuţia se realizează în condiţii dificile, iar funcţionarea permite această execuţie.

Se prevăd două grupe de lungimi de înşurubare: normală (N) şi lungă (L).

În cazul filetelor cu mai multe începuturi, toleranţele sunt egale cu cele stabilite pentru filetele cu un singur început, cu excepţia celor pentru diametrul mediu (T_{D_2} şi t_{d_2}), care se obţin prin amplificare cu factori daţi de STAS 2234/3-75.

Scanned with OKEN Scanner

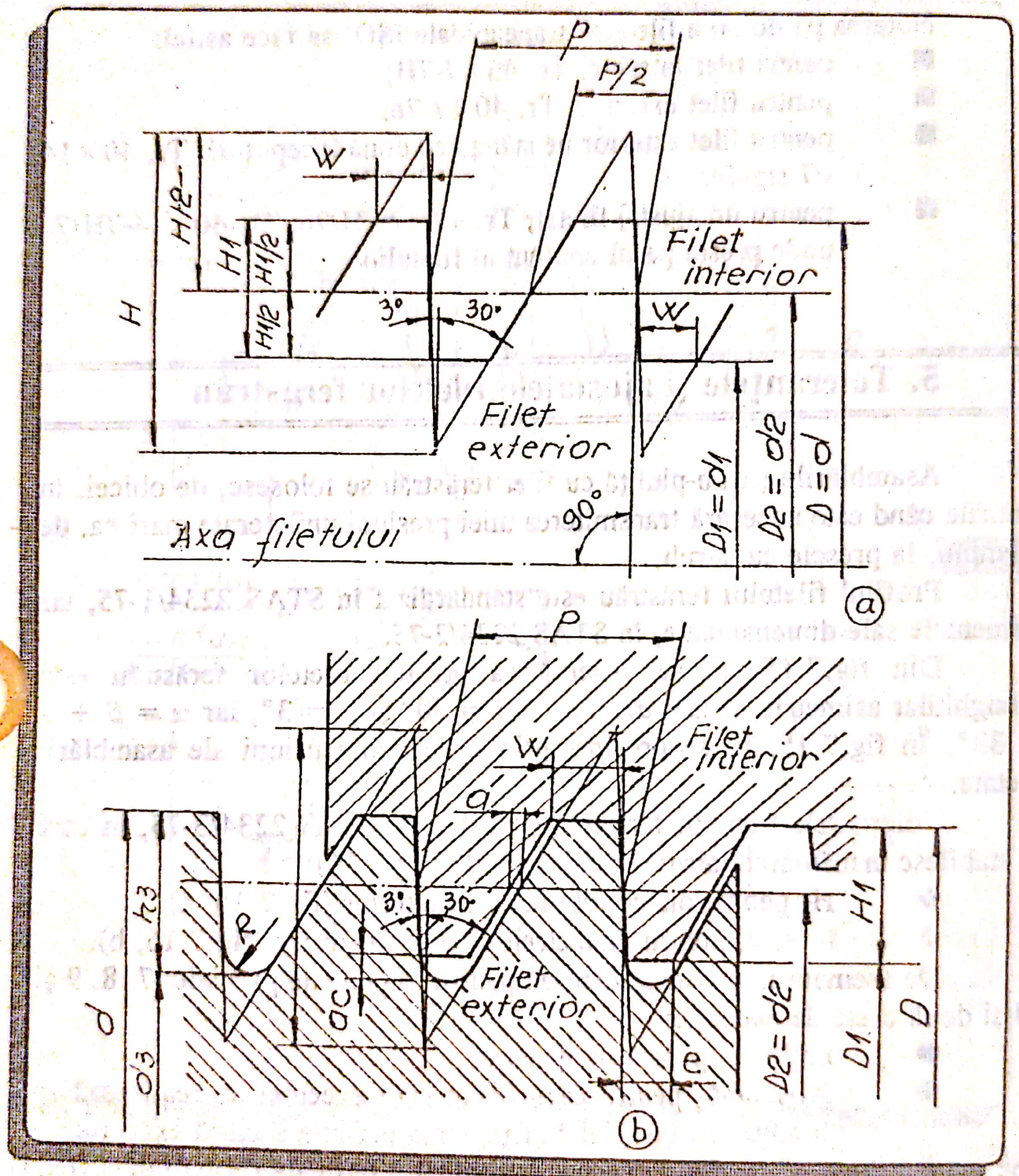


Fig.7.15. Profilul de bază şi dimensiunile filetului ferăstrău:
a - profilul de bază şi elementele dimensionale;
b - principalele dimensiuni de asamblare

Scanned with OKEN Scanner

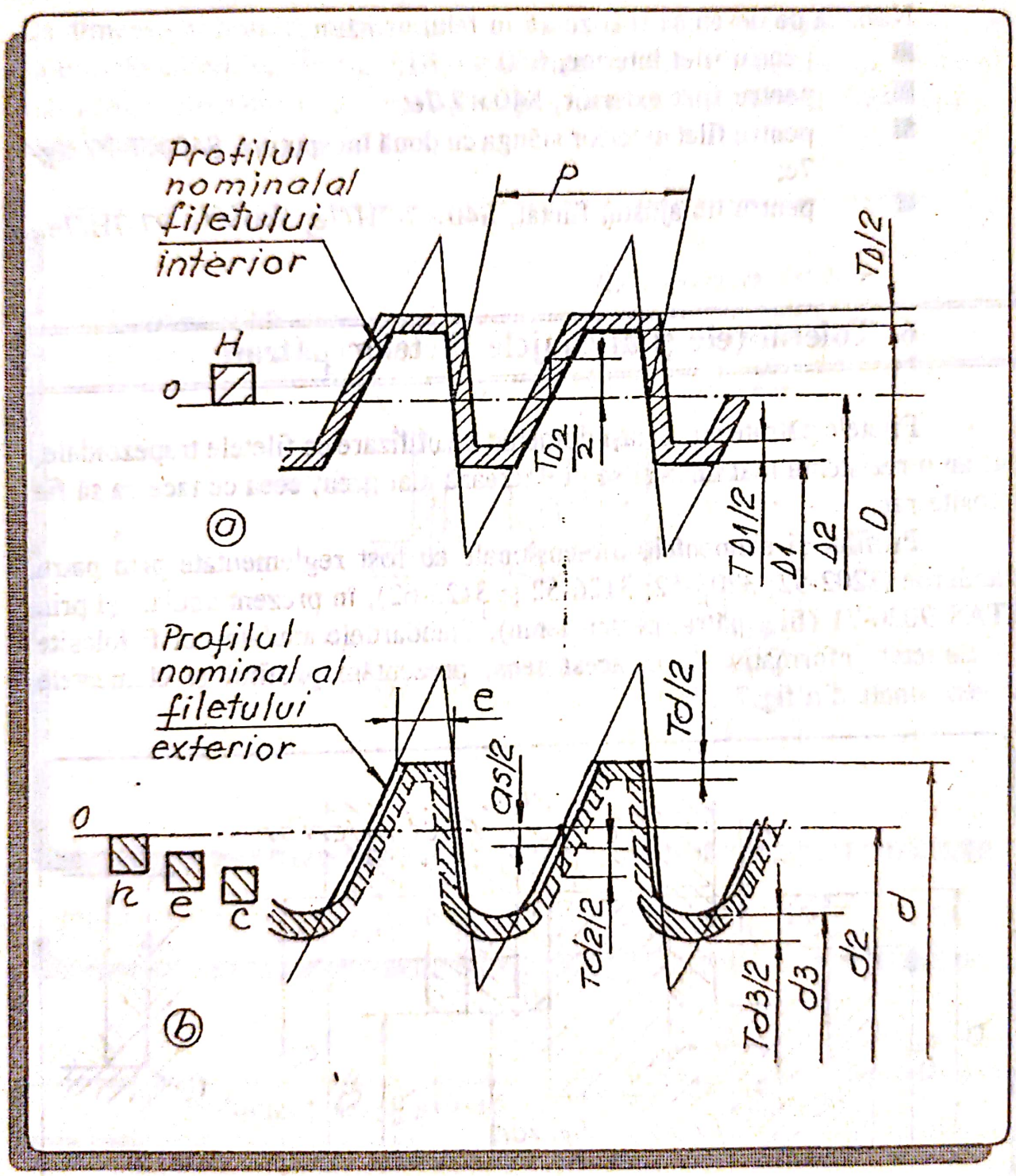


Fig.7.16. Toleranţele filetului fierăstrău:
a - filet interior;
b - filet exterior

Notarea pe desen se realizează în felul următor:

- pentru filet interior, S40×7-7H;
- pentru filet exterior, S40×7-7e;
- pentru filet exterior stânga cu două începuturi, S40×7-P7 stg-7e;
- pentru un ajustaj filetat, S40×7-7H/7e; S40×14 P7-7H/7e.

6. Toleranţele şi ajustajele filetelor pătrate

Filetele pătrate au acelaşi domeniu de utilizare ca filetele trapezoidale, dar au o rezistenţă mai mică şi se prelucrează mai greu, ceea ce face ca să fie folosite rar.

Profilul şi elementele dimensionale au fost reglementate prin patru standarde (3202-52; 3203-52; 3126-52 şi 3125-62), în prezent anulate şi prin STAS 9020-71 (filet pătrat pentru lemn). Standardele anulate pot fi folosite cu caracter informativ şi, în acest sens, prezentăm profilul şi elementele dimensionale din fig.7.17.

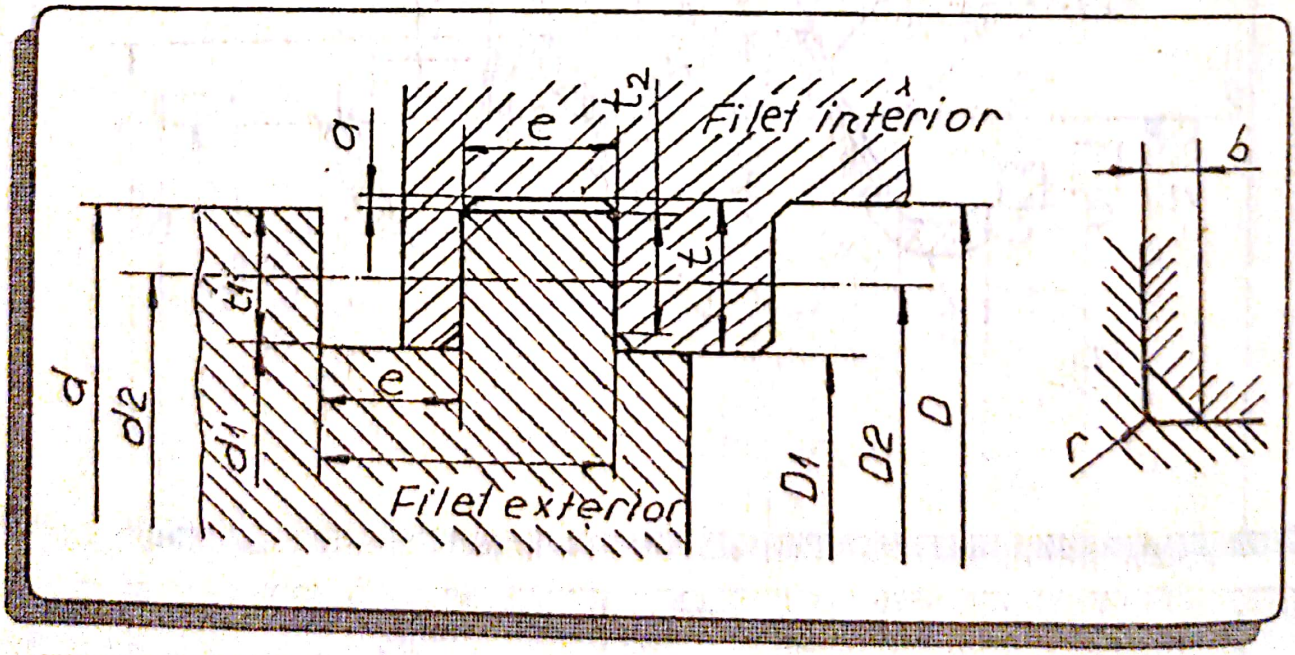


Fig.7.17. Filet pătrat (STAS 3126-52 - anulat)

Toleranţele filetelor pătrate nu au fost standardizate dar, fiind vorba de dimensiuni liniare, se pot aplica toleranţe şi ajustaje asemănătoare celor de la piesele cilindrice. În fig.7.18, se prezintă poziţia câmpurilor de toleranţă, mărimea toleranţelor şi ajustajele pe care le recomandă literatura de specialitate.

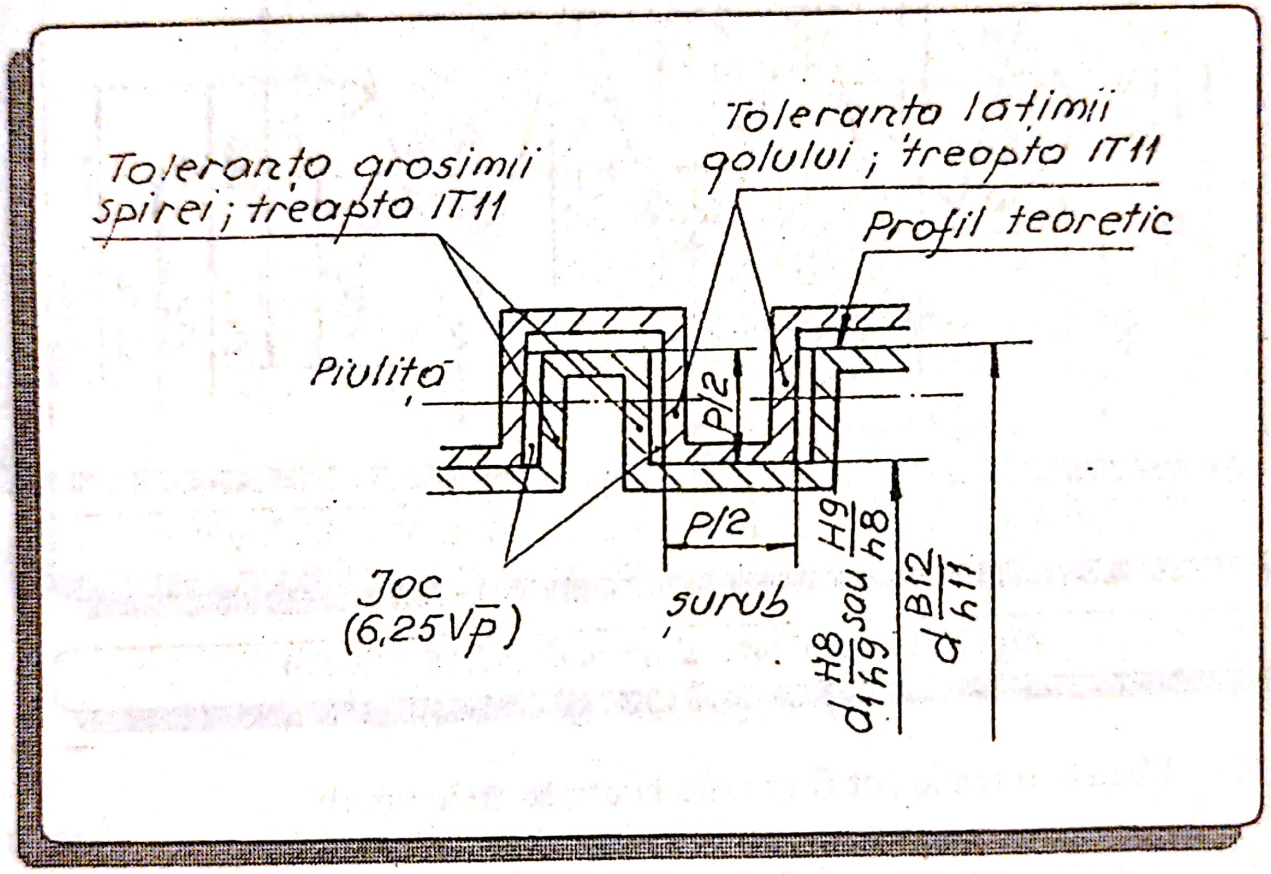


Fig.7.18. Toleranţele filetului pătrat

7. Toleranţele şi ajustajele filetelor rotunde

Filetul rotund se caracterizează printr-un profil în formă de triunghi isoscel cu unghiul la vârf 30° (sau 60° - la unele filete), ale cărui vârfuri sunt mult rotunjite (fig.7.19).

Scanned with OKEN Scanner

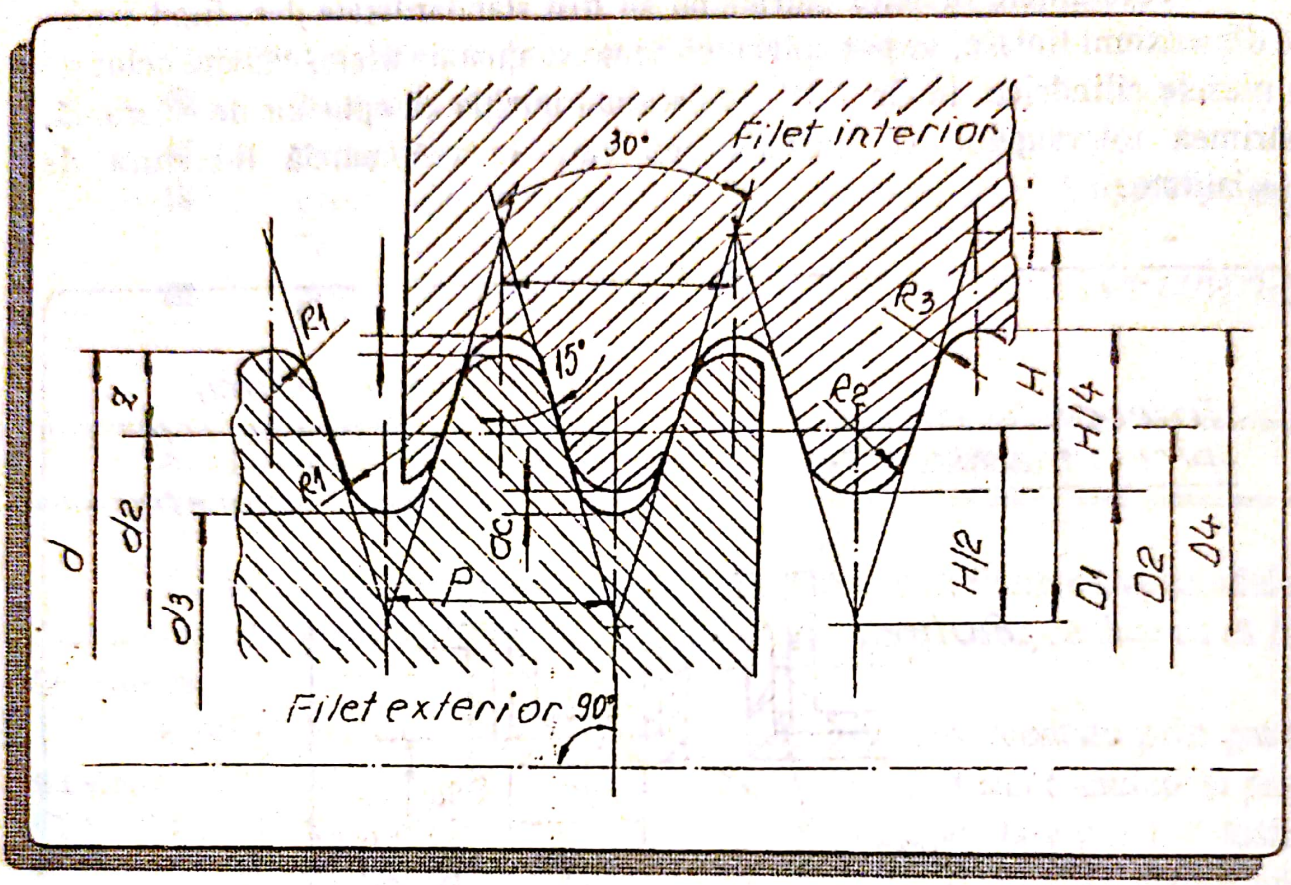


Fig.7.19. Filet rotund normal (STAS 668-80)

Filetele rotunde pot fi grupate în următoarele tipuri:

- filet rotund obişnuit, folosit la piese cu rol funcţional mai puţin important (de exemplu: capace de vase sau de recipiente diferite);
- filet Edison, utilizat la dulii, fasunguri şi elemente speciale;
- filet pentru biciclete;
- filet pentru ansamblul cuplei de cale ferată normală.

În STAS 668-80 sunt normalizate: profilul, elementele dimensionale şi poziţia câmpurilor de toleranţă (fig.7.19 şi 20).

Mărimile toleranţelor, calculate cu relaţiile următoare, sunt date în STAS 668-80):

$$T_{d_2} = 112{,}5 \cdot p^{0,4} \cdot d^{0,1};\ T_{D_2} = 153 \cdot p^{0,4} \cdot d^{0,1};$$

$$T_d = 1{,}25 \cdot T_{d_2};\ T_{D_1} = 1{,}25 \cdot T_{D_2} \qquad (3)$$

în care: d reprezintă media geometrică a valorilor intervalului de diametre nominale respectiv (STAS 668-80).

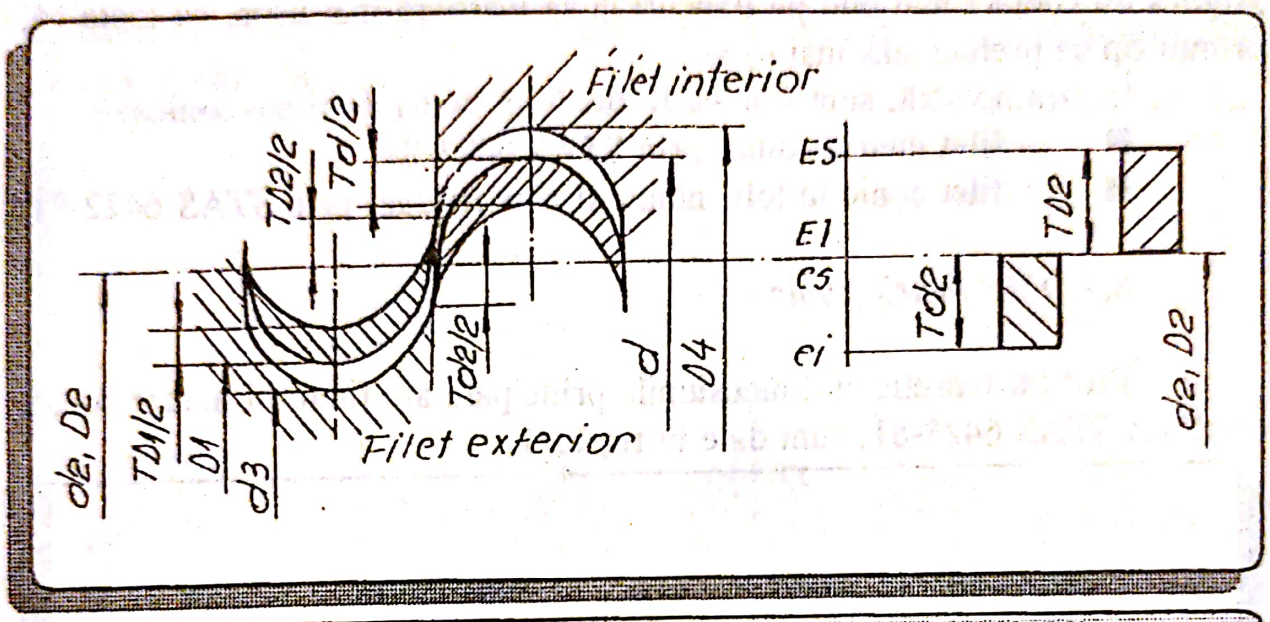


Fig.7.20. Toleranţele filetului rotund (STAS 668-80)

Lungimea de înşurubare este calculată cu relaţia:

$$L_{max} = 6{,}7 \cdot p \cdot d^{0,2} \qquad (4)$$

în care: d reprezintă cel mai mic diametru din intervalul de diametre nominale respectiv (STAS 668-80).

8. Toleranţele şi ajustajele filetelor conice

Filetele conice sunt folosite la asamblarea unor elemente de armături, la asamblarea ţevilor şi manşoanelor în cazul unor presiuni şi temperaturi ridicate, etc.

Caracteristic pentru filetele conice este faptul că principala condiţie funcţională, etanşeitatea, se asigură fără garnituri, doar prin deformarea spirelor filetelor în direcţia axială şi radială.

Filetele conice sunt de două tipuri:

Scanned with OKEN Scanner

- cu bisectoarea unghiului flancurilor perpendiculară pe generatoarea conului;
- cu bisectoarea unghiului flancurilor perpendiculară pe axa conului.

În practică, se utilizează numai cel de al doilea tip de filet, deoarece asigură un contact mai bun pe flancuri şi se măsoară mai uşor, cu toate că, primul tip se prelucrează mai uşor.

În ţara noastră, sunt standardizate două tipuri de filete conice:

- filet metric conic, prin STAS 6423-81;
- filet conic în ţoli, numit şi filet Briggs, prin STAS 6422-81.

8.1. Filet metric conic

Profilul teoretic şi dimensiunile principale ale filetului metric conic, conform STAS 6423-81, sunt date în fig.7.21.

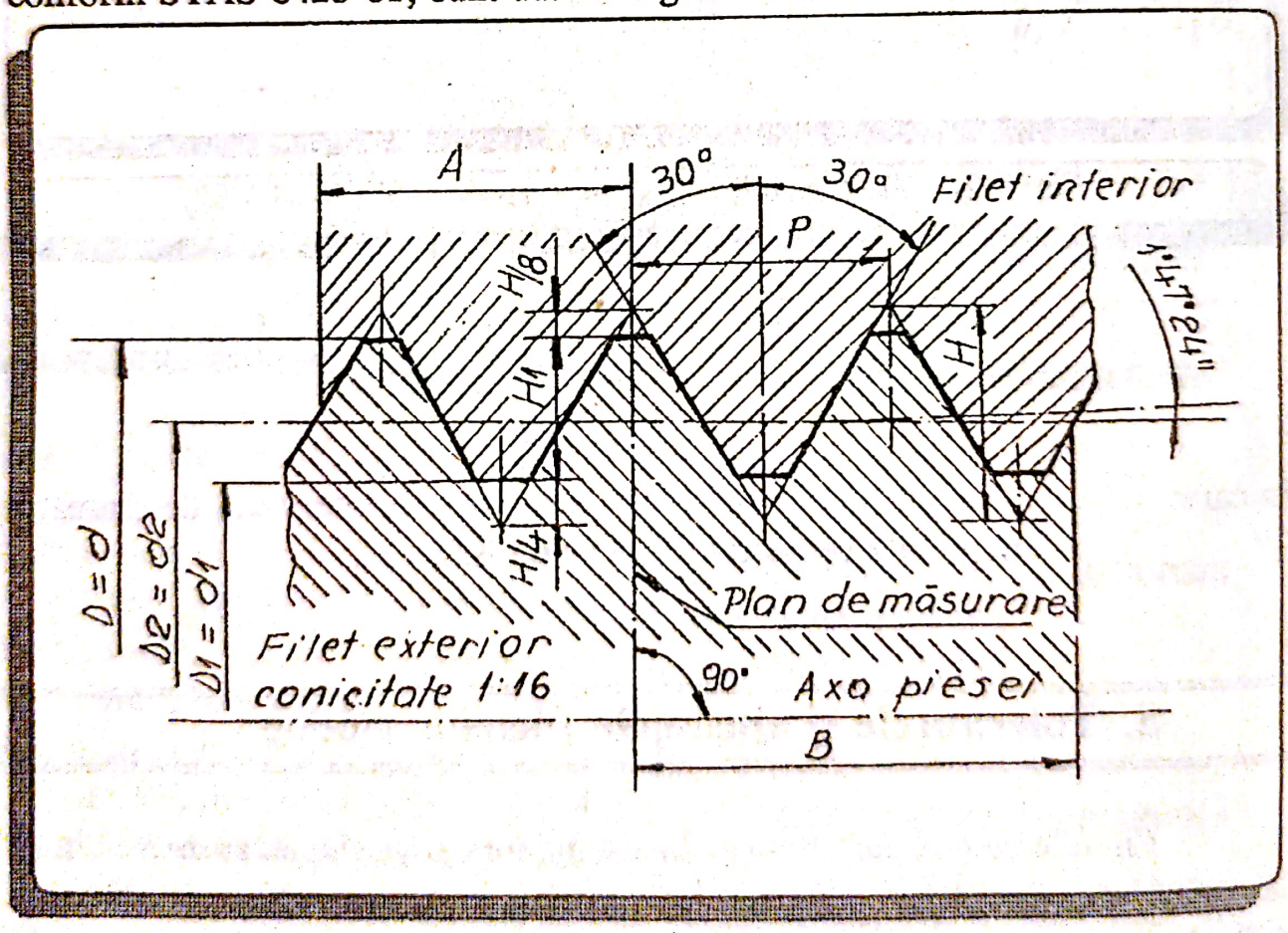


Fig.7.21. Filet metric conic (STAS 6423-81)

Scanned with OKEN Scanner

Toleranţele filetului metric conic sunt reglementate prin STAS 7339-81. Poziţia câmpurilor de toleranţă este dată în fig.7.22.

Aşa cum se observă, abaterile limită ale diametrelor filetului se consideră şi se măsoară de la linia profilului teoretic în direcţia perpendiculară pe axa piesei filetate.

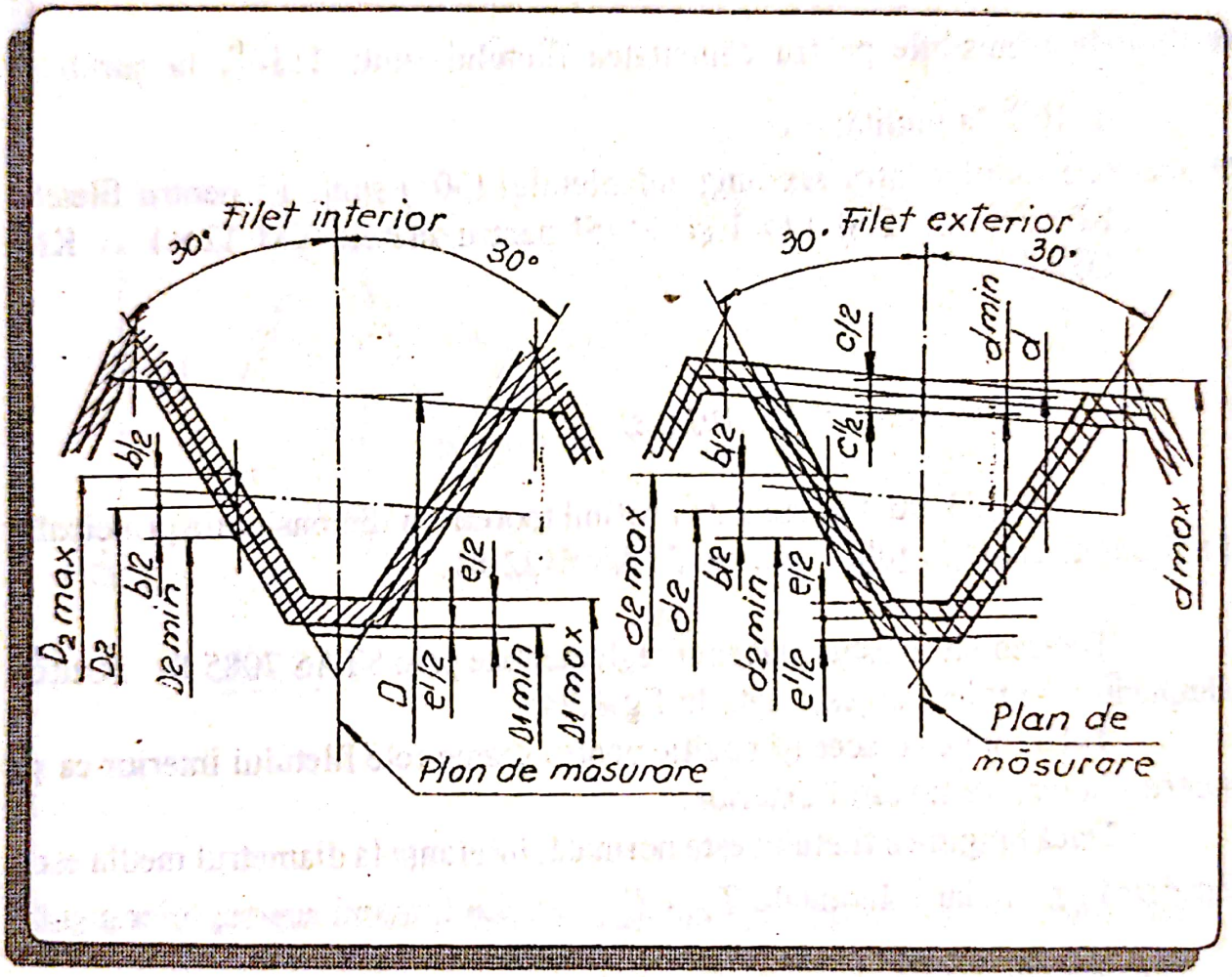


Fig.7.22. Poziţia câmpurilor de toleranţă ale filetului metric conic

Atât la filetul interior, cât şi la filetul exterior, toleranţele se distribuie de o parte şi de alta a profilului teoretic, ceea ce face ca, prin îmbinare, să se obţină un ajustaj intermediar. Abaterile limită la diametrul mediu sunt + b şi - b şi deci:

$$T_{D_2} = T_{d_2} = 2b$$

În STAS 7337-81, se mai recomandă:

- abaterile limită ale pasului filetului metric conic, măsurate între două spire consecutive luate la întâmplare, sunt de ± 0,02 mm pentru filete KM-6×1..KM 30×1,5 şi de ±0,03 pentru filete KM 36×1,5..KM 60×2;
- limitele admisibile pentru conicitatea filetului sunt: $1:16^{0}_{-2}$ la şurub şi $1:16^{+2}_{0}$ la piuliţă;
- abaterile limită pentru semiunghiul filetului (30°) sunt: 1° pentru filetele KM 6×1 ... KM 12×1 şi +°45' pentru filetele KM 12×1 ... KM 60×2.

8.2. *Filet conic în ţoli (Briggs)*

În fig.7.23, sunt prezentate profilul teoretic şi dimensiunile principale ale filetului conic în ţoli, conform STAS 6422-81.

Toleranţele acestui filet sunt reglementate prin STAS 7085-81. Poziţia câmpurilor de toleranţă este dată în fig.7.24.

Toleranţele au aceeaşi poziţie pentru diametrele filetului interior ca şi pentru diametrele filetului exterior.

Dacă lungimea filetului este normală, toleranţa la diametrul mediu este simetrică (± e), iar toleranţele $T_{D_2} = T_{d_2} = 2e$. La lungimi scurte, toleranţa la diametrul mediu este asimetrică $\left(+\frac{2}{3}; -\frac{1}{2}b\right)$.

Datorită distribuirii toleranţei de o parte şi de alta a profilului teoretic, între şurub şi piuliţă se obţine un ajustaj intermediar.

După STAS 7085-81, se mai fac şi următoarele recomandări:

- abaterile limită ale pasului, măsurate între două spire consecutive, sunt de ± 0,02 mm, pentru filete cu lungimea până la 10 mm şi de ± 0,04 mm, pentru filete cu lungimi peste 10 mm;

Scanned with OKEN Scanner

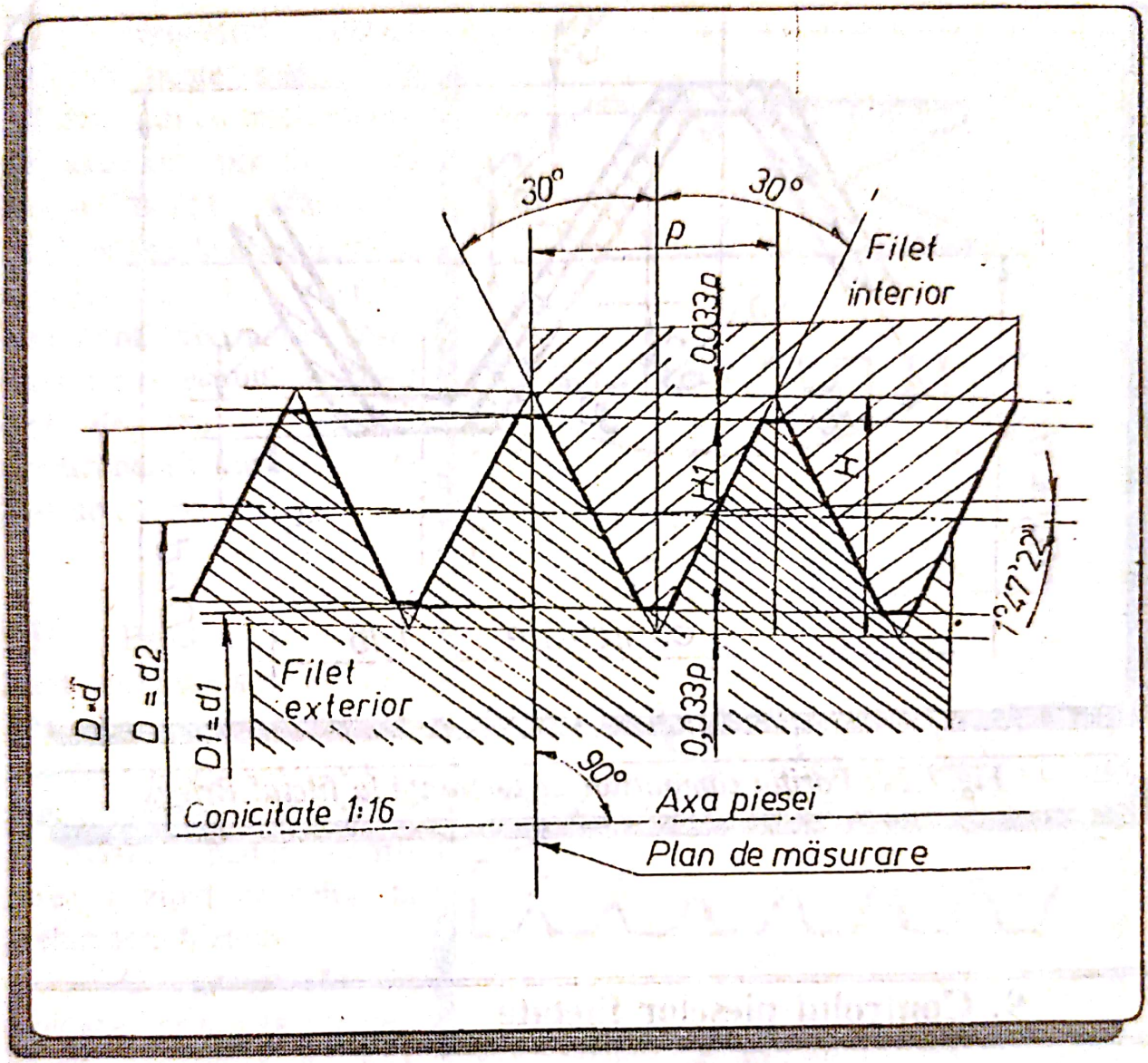


Fig.7.23. Filet conic în ţoli (Briggs) (STAS 6422-81)

- limitele admisibile ale conicităţii sunt de: $1:16^{0}_{-2}$ la filetul exterior şi $1:16^{+}_{0}$ la filetul interior;

- abaterile limită ale semiunghiului filetului (30°) sunt: 1° pentru filete Br 1/16" ... Br 1/8" şi ± 45' pentru filetele Br 1/4" ... Br 2".

Scanned with OKEN Scanner

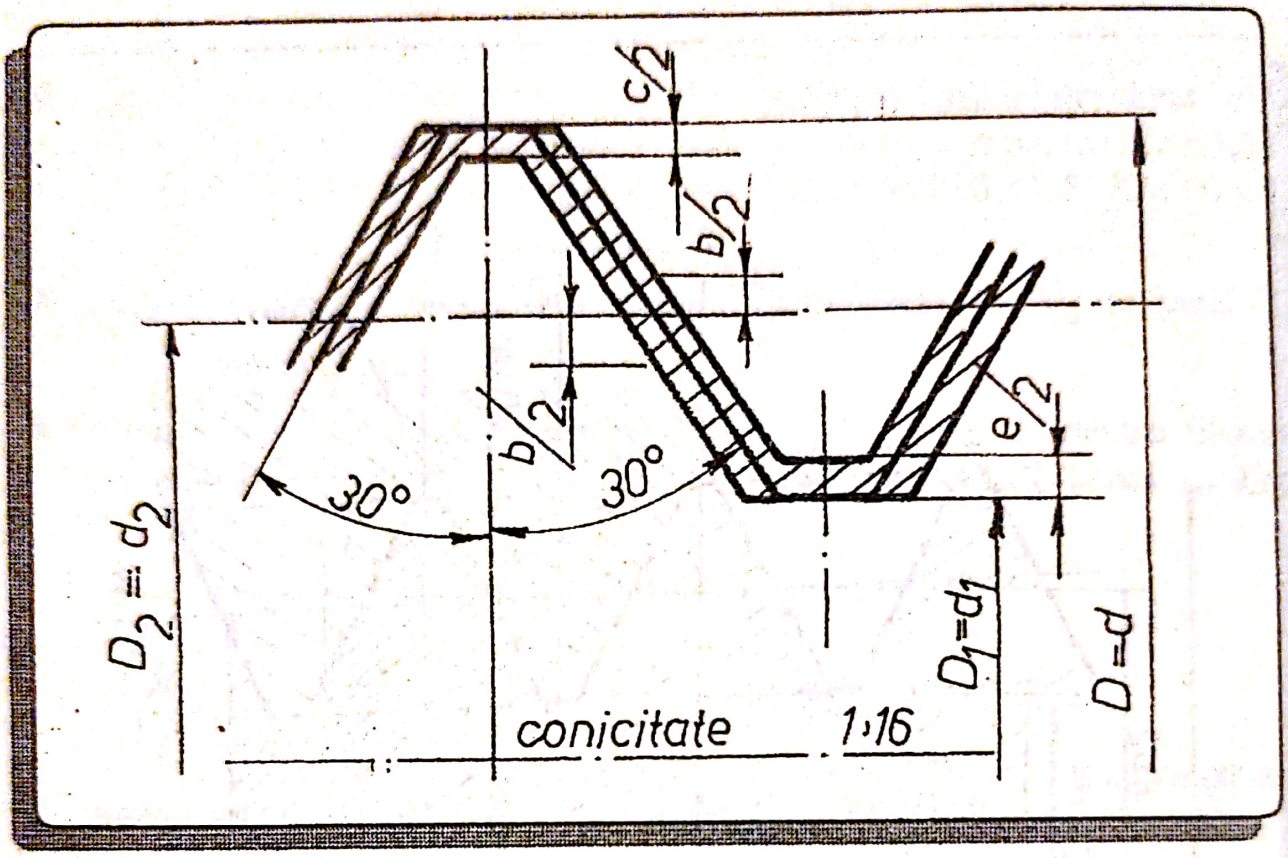


Fig. 7.24. Poziţia câmpurilor de toleranţă la filetul Briggs

9. Controlul pieselor filetate

Controlul pieselor filetate se poate realiza prin măsurare "pe elemente", folosind mijloace de măsurare universale sau speciale, sau pot fi supuse unui control complex, cu calibre.

9.1. Măsurarea elementelor filetelor exterioare

Diametrul exterior (d) se măsoară cu mijloace universale, cum sunt: şubler, micrometru de exterior, pasametru, ortotest, microscop de atelier şi universal, etc.

Diametrul interior (d_1) se poate măsura cu şublerul sau cu micrometrul de exterior, prevăzute cu ciocuri ascuţite. Măsurarea este însoţită de erori datorită faptului că elicea filetului determină efectuarea măsurării într-o secţiune înclinată faţă de axă si datorită nepătrunderii ciocurilor, la filetele cu pas mic.

Pasul (p) se controlează cu şabloane de filet (fig.7.25), care sunt confecţionate din tablă de oţel şi sunt prevăzute cu crestături şi diviziuni pentru verificarea poziţiei cuţitelor la prelucrarea filetelor.

O garnitură de şabloane, prinse la un loc, poartă denumirea de leră pentru filet. Măsurarea propriu-zisă a pasului se realizează cu aparate numite pasmetre pentru filet sau cu microscopul universal şi de atelier şi cu proiectoare de profile.

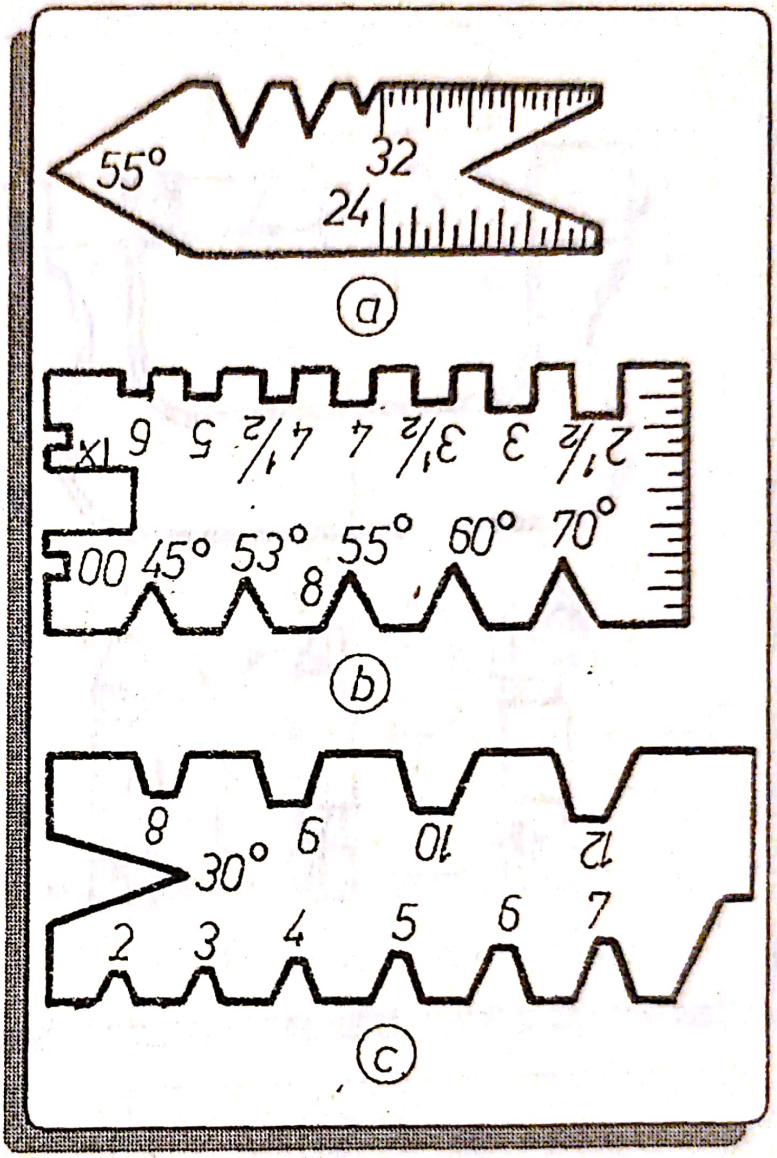


Fig.7.25. Şabloane pentru filete:
a - pentru filet triunghiular;
b - pentru filet triunghiular şi pătrat;
c - pentru filet trapezoidal

Unghiul profilului filetului (α) se poate măsura cu microscopul universal, cu microscopul de atelier, cu şabloane limitative sau raportoare.

Scanned with OKEN Scanner

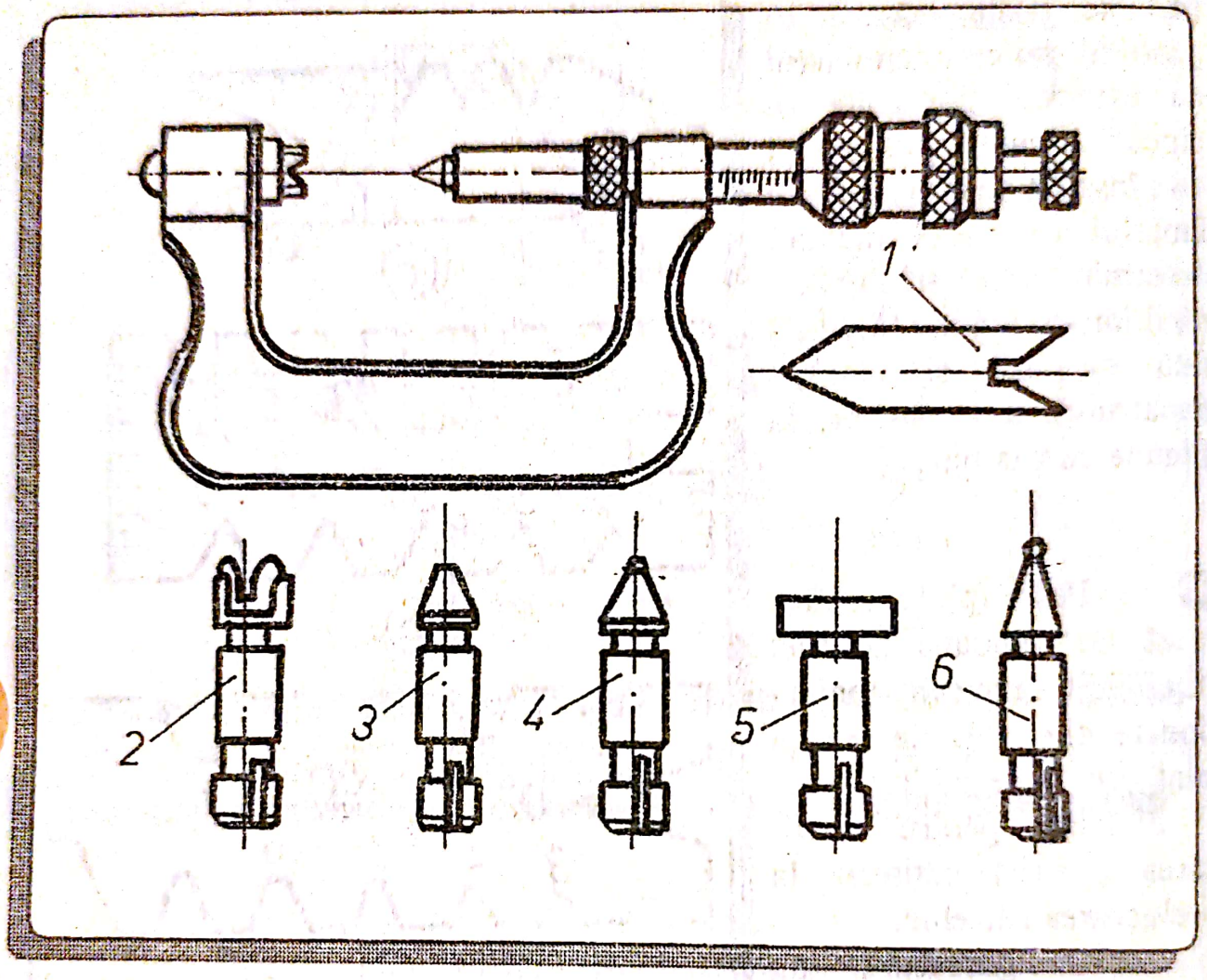


Fig.7.26. Micrometru pentru filete

Diametrul mediu (d_2) se poate măsura cu micrometrul pentru filet (fig.7.26) la care, în alezajul din nicovală, se montează un adaos în formă de prismă (2), iar în alezajul din tija şurubului micrometric, un adaos în formă de con (3). Cu ajutorul unor adaosuri corespunzătoare (4, 5, 6), se pot măsura diametrele interior şi exterior. Reglarea periodică a micrometrului se face cu ajutorul calei 1.

Scanned with OKEN Scanner

Pentru măsurări precise se foloseşte "metoda celor trei sârme", care presupune cunoaşterea prealabilă a valorilor nominale ale pasului şi unghiului filetului şi constă în următoarele: în golurile filetului se aşează de o parte o sârmă (fig.7.27) şi de cealaltă parte, două sârme calibrate cu diametrul *ds* cunoscut.

Cu ajutorul unui mijloc de măsurare universal (micrometru, optimetru, aparat Abbé, etc.) se măsoară cota *L*, peste sârme, iar diametrul mediu (d_2) se determină, prin calcul, astfel:

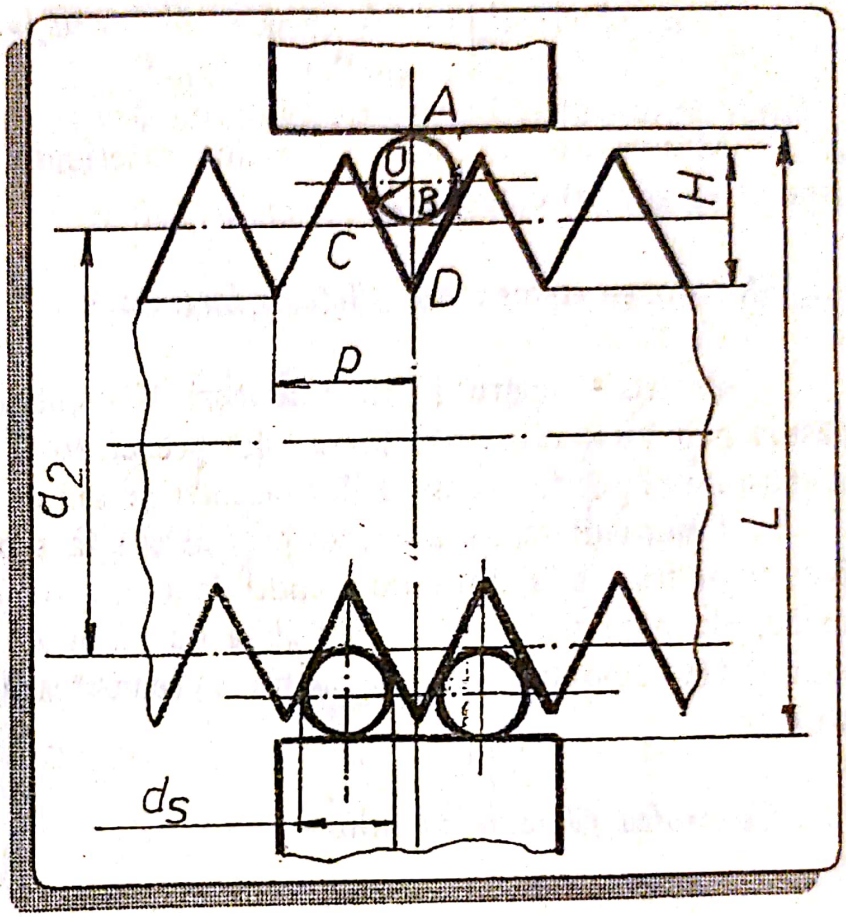


Fig.7.27. Măsurarea cotei peste sârme

$$d_2 = L - 2AB;\ AB = AO + OB;\ AO = \frac{ds}{2} \text{ şi } OB = OD + BD \qquad (5)$$

Din triunghiul dreptunghic OCD, se obţine:

$$OD = \frac{OC}{\sin\frac{\alpha}{2}} = \frac{d_s}{2\sin\frac{\alpha}{2}}, \text{ iar } BD = \frac{H}{2} = \frac{p}{2\sin\frac{\alpha}{2}}$$

Deoarece, la filetul metric, $\alpha = 60°$, iar $\sin\frac{\alpha}{2} = \frac{1}{2}$ şi $tg\frac{\alpha}{2} = \frac{\sqrt{3}}{3}$, se obţine:

$$d_2 = L + H - d_s\left(1 + \frac{l}{\sin\frac{\alpha}{2}}\right) = L + \frac{p}{2tg\frac{\alpha}{2}} - 3d_s = L + 0{,}86p - 3d_s \qquad (6)$$

Măsurarea elementelor filetelor exterioare se poate realiza si cu dispozitive special construite.

9.2. Măsurarea elementelor filetelor interioare

Pentru diametre suficient de mari, elementele filetului interior se pot măsura prin metode asemănătoare celor prezentate mai sus, folosind mijloace de măsurare specifice măsurărilor de interior sau dispozitive speciale.

Pentru diametre mici, se procedează la scoaterea unui mulaj după filet, cu ajutorul aliajului Wood (punct de topire coborât, + 50°C, umple bine forma, duritate suficientă la apăsarea de măsurare), sau gips. Mulajul se scoate prin demontare sau deşurubare, se remontează şi se măsoară ca un filet exterior.

9.3. Controlul filetelor cu calibre

9.3.1. Calibre pentru filete cilindrice

Calibrele pentru filet au forma conjungată pieselor de controlat deci, pentru filete exterioare, se folosesc calibre inel filetate sau calibre potcoavă filetate, iar pentru filete interioare,calibre tampon filetate. Atât calibrele tampon cât şi cele inel sau potcoavă au două părţi: partea "trece" şi partea "nu terce", care materializează cele două limite ale câmpului de toleranţă. Partea "trece" are profilul filetului întreg şi realizează un control complex al suprafeţei filetate. Astfel cu partea "trece" se controlează:

- diametrul mediu $D_2 = d_2$ şi anume: dacă acesta nu depăşeşte limita maximului de material, adică diametrul $D_{2\,min}$ - la piuliţă şi diametrul $d_{2\,max}$ - la şurub; la diametrul mediu se includ erorile de pas, de unghi, de elice şi abaterile de formă marcogeometrice, care determină mărimea diametrului mediu real;

- diametrul D_{min} şi fundul rotunjit al filetului - la piuliţă, respectiv diametrul $d_{1\ max}$ şi fundul al filetului - la şurub.

Cu partea "trece" nu se controlează diametrul D_1 - la piuliţă, respectiv diametrul diametrul d - la şurub.

Aceste diametre se verifică cu calibre netede T şi NT sau cu mijloace de măsură universale.

Partea "nu trece" controlează numai diametrul mediu D_2 respectiv d_2, dacă se află între cele două limite admise , adică între $D_{2\ min}$ şi $D_{2\ max}$ - la piuliţă, respectiv între între $d_{2\ min}$ şi $d_{2\ max}$ - la şurub. Partea "nu trece" are filetul cu profil redus (fig.7.28), pentru a asigura contactul cu piesa pe diametrul mediu.

Pentru ca piesa controlată să fie bună este necesar ca partea "trece" să se înşurubeze liber şi fără efort pe întreaga lungime a piesei, calibrul fiind acţionat cu mâna cu o forţă normală, iar partea "nu trece" să nu se înşurubeze pe mai

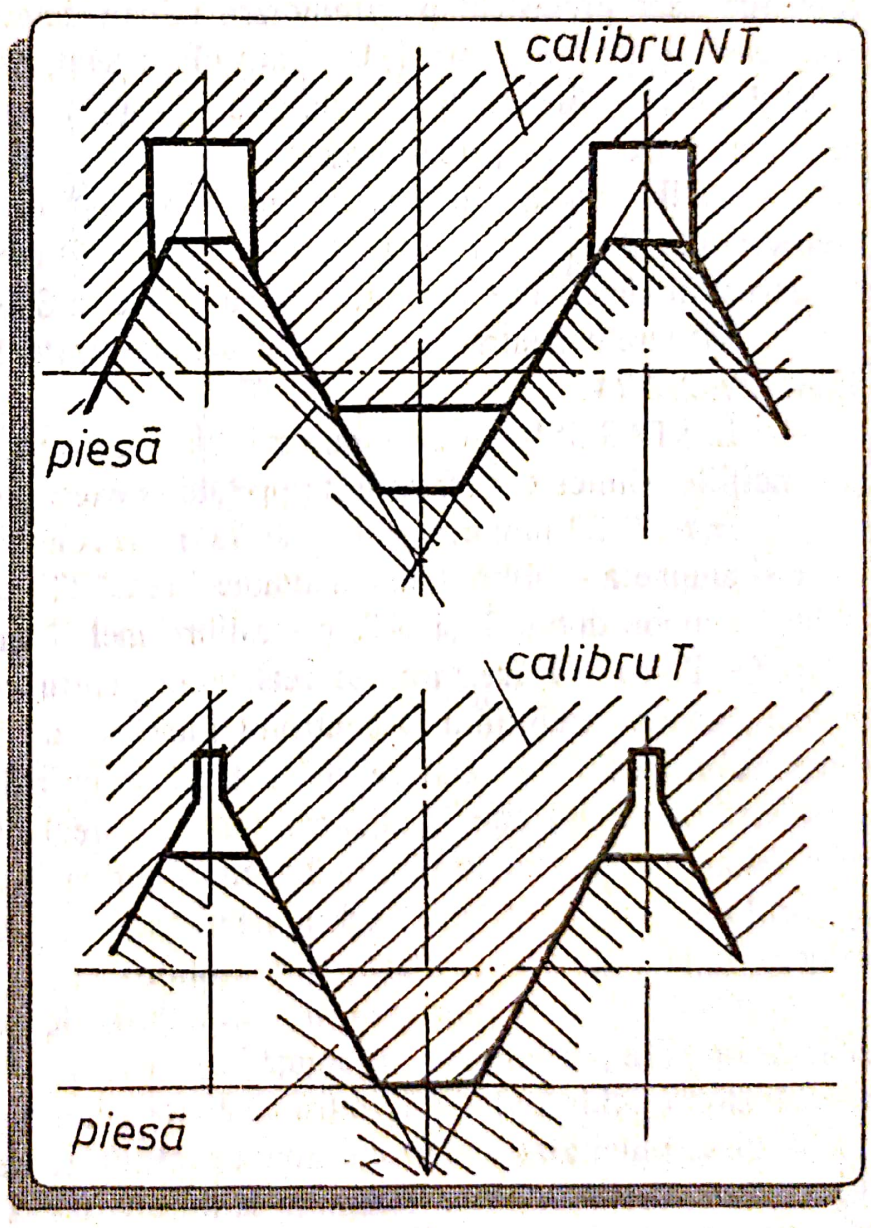


Fig.7.28. Detalii ale calibrelor

Scanned with OKEN Scanner

mult de două spire de la capătul filetului (STAS 8417/1-74). Dacă înşurubarea se face pe mai mult de două spire, piesa se consideră necorespunzătoare. In cazul când lungimea filetată a piesei este de trei spire sau mai puţin, partea "trece" a calibrului nu trebuie să se înşurubeze pe întreaga lungime a pisei.Numărul de spire cu care s-a înşurubat partea "nu trece" se determină la deşurubarea calibrului.

Partea "trece" a calibrului poate fi mai scurtă decât lungimea filetului controlat dacă procedeul de prelucrare folosit determină abateri de formă mici, care nu afectează caracterul ajustajului filetat, dar nu poate fi mai scurtă decât 7 spire de filetat. Partea "nu trece", care nu trebuie să se înşurubeze, va fi mai scurtă decât partea "trece".

Calibrele tampon filetate se controlează cu mijloace de măsurare muniversale, atât la execuţia filetului (calibre noi) cât şi după ce s-au uzat. Construcţiile de calibre standardizate sunt date în STAS 2980/2-69.

Mânerele pentru calibre sunt standardizate în STAS 2992/1-74 şi STAS 2992/2-74.

În STAS 5516-74 sunt date materiale folosite în construcţia calibrelor şi condiţiile tehnice care trebuie respectate la execuţia acestora.

În fig.7.29 sunt prezentate câteva tipuri constructive de calibre pentru filete şi anume:a - calibre tampon simple "trece" (T) sau "nu trece" (NT); b - calibru tampon dublu T şi NT; c - calibre inel T sau NT; d - calibre inel reglabile T sau NT (reglarea se realizează pentru compensarea uzurii sau pentru folosirea calibrului la controlul filetelor cu diferite valori limită ale diametrului mediu); e - calibre inel T sau NT, cu mânere, pentru filetele cu diametrul peste 100 mm; f - calibru potcoavă reglabil, cu role T şi NT, la care distanţa dintre rolele filetate 2, pentru partea "trece" poate fi reglată cu ajutorul unui mecanism cu excentric (axul excentric 4, şurubul 5 şi piuliţa 6) existent la una din role şi a unui contracalibru.

Calculul calibrelor pentru filete cilindrice se realizează pe baza schemelor câmpurilor de toleranţă de execuţie şi uzură, care sunt asemănătoare celor întocmite pentru calibrele cilindrice netede, cu observaţia că, în locul liniei zero, se va considera profilul, teoretic al filetului şi se va avea în vedere că, la filete, toleranţa se localizează la diametrul mediu.
In STAS 8417/2-74, se dau câmpurile de toleranţă de execuţie şi limitele de uzură (după ISO) cât şi unele exemple de calcul.

Scanned with OKEN Scanner

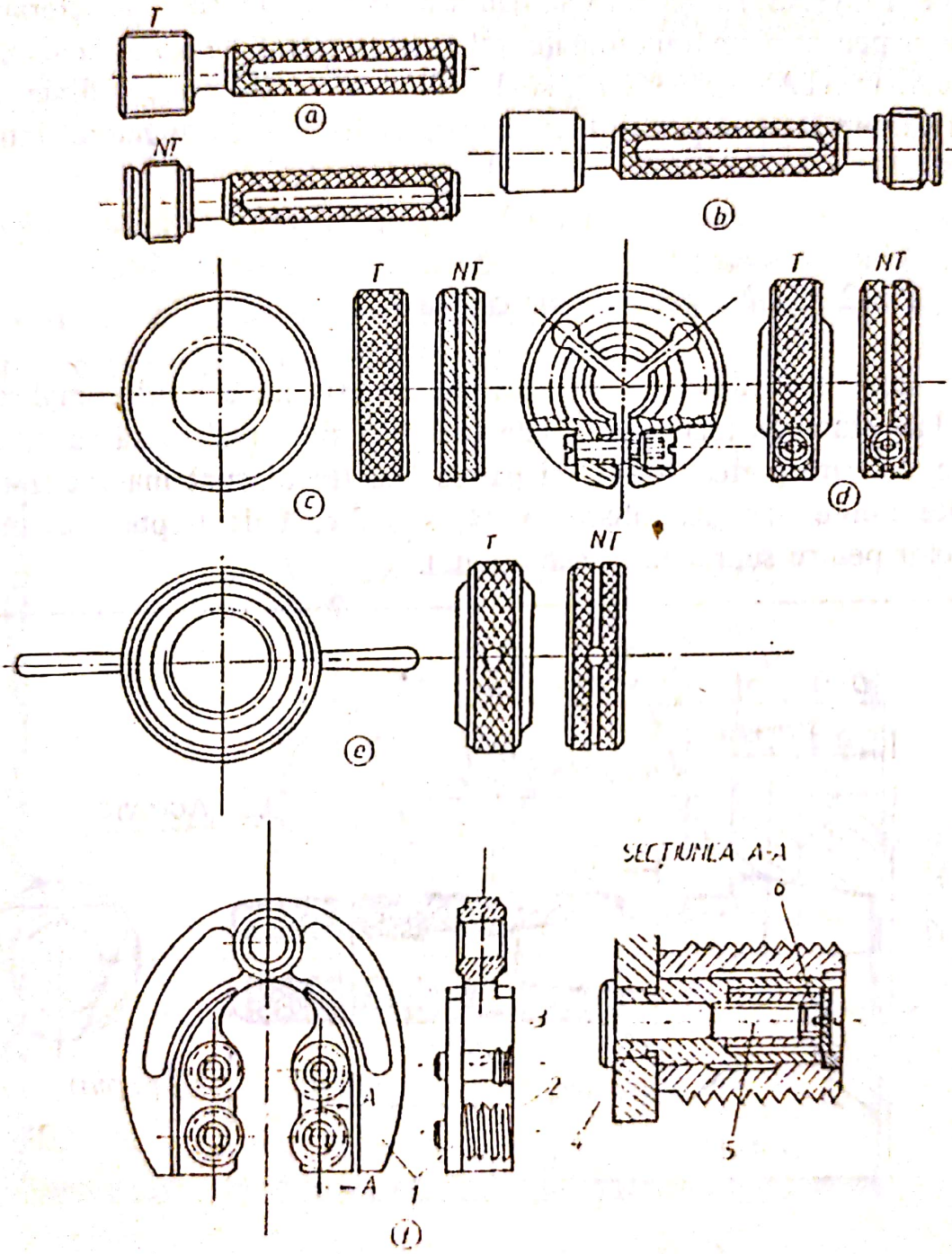


Fig.7.29. Calibre pentru filete

Scanned with OKEN Scanner

Calibrele pentru filetele trazoidale nu ridică probleme deosebite faţă de calibrele pentru filete metrice, deoarece ambele filete au la bază un triunghi. In STAS 10463/1-75 se dau schemele câmpurilor de toleranţă ale calibrelor pentru filete trapezoidale, relaţiile de calcul ale acestora şi exemple de calcul. In STAS 10463/2-77, se dau formele constructive şi dimensiunile pentru calibre tampon pentru filete trapezoidale ISO, cu diametrul între 8 şi 100 mm.

9.3.2. Calibre pentru filete conice

Controlul filetelor conice cu calibre este un control complex (sunt controlate simultan toate elementele filetului) şi se realizează cu un singur calibru, la care partea "trece" şi partea "nu trece" sunt materializate prin anumite limite de înşurubare axială, sub formă de trepte (asemănător calibrelor pentru suprafeţe conice netede).

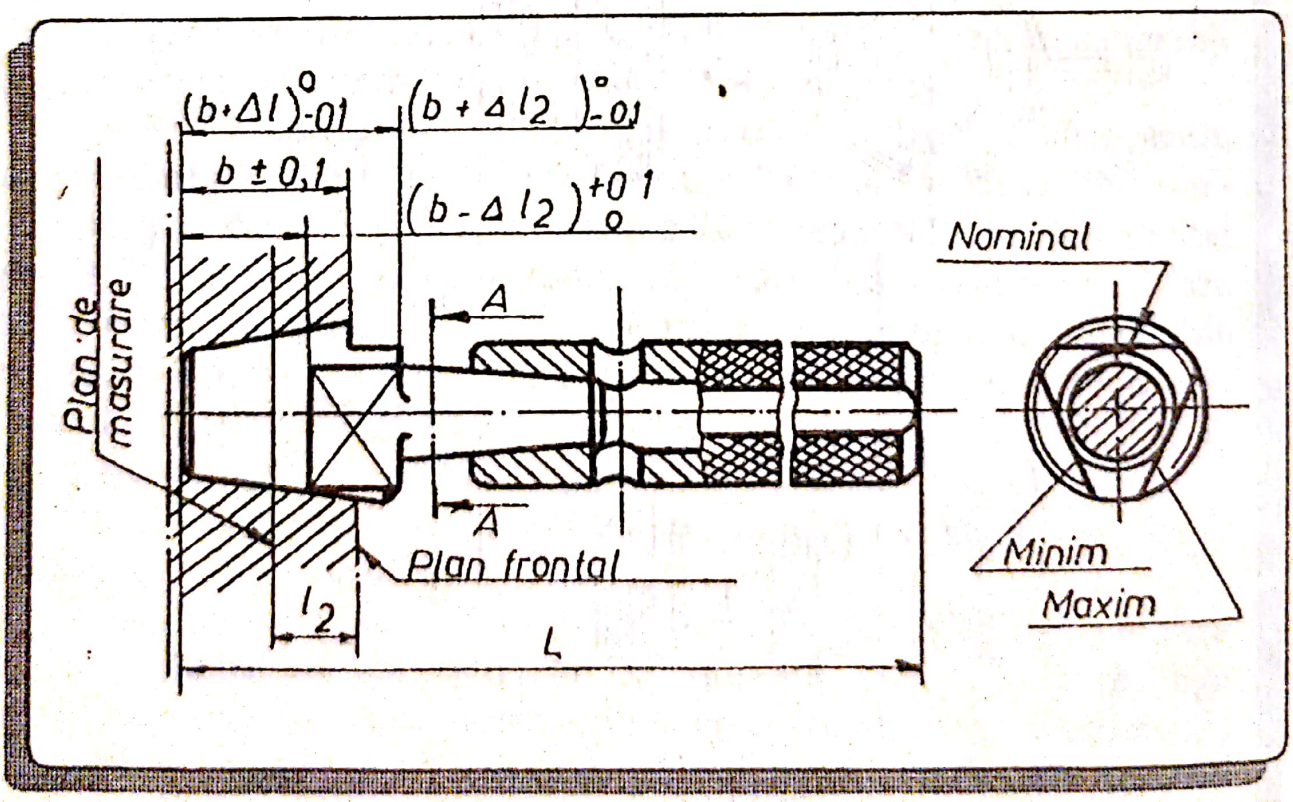


Fig.7.30. Calibre tampon pentru filet metric conic (STAS 7456-66)

Pentru filetele metrice conice dimensiunile calibrelor şi profilul acestora sunt date în STAS 7456-66.

In fig.7.30, se prezintă schema unui calibru tampon pentru controlul filetului unei piuliţe conice. Se observă că, pe suprafaţa plană în trepte, se află inscripţiile: NOMINAL, MAXIM, MINIM.

Cele trei trepte se află la distanţele: $b \pm 0{,}1$; $(b - l_2)^{0}_{-0{,}1}$ şi $(b + l_2)^{+0{,}1}_{0}$ ale căror valori sunt date în STAS 7456-66. Dimensiunea l_2 reprezintă distanţa la care se află planul de măsurare faţă de planul frontal şi se ia din STAS 6423-81, iar Δl_2 este abaterea acesteia. În fig.7.31 este dat profilul filetului pentru calibrul tampon (după STAS 7456-66).

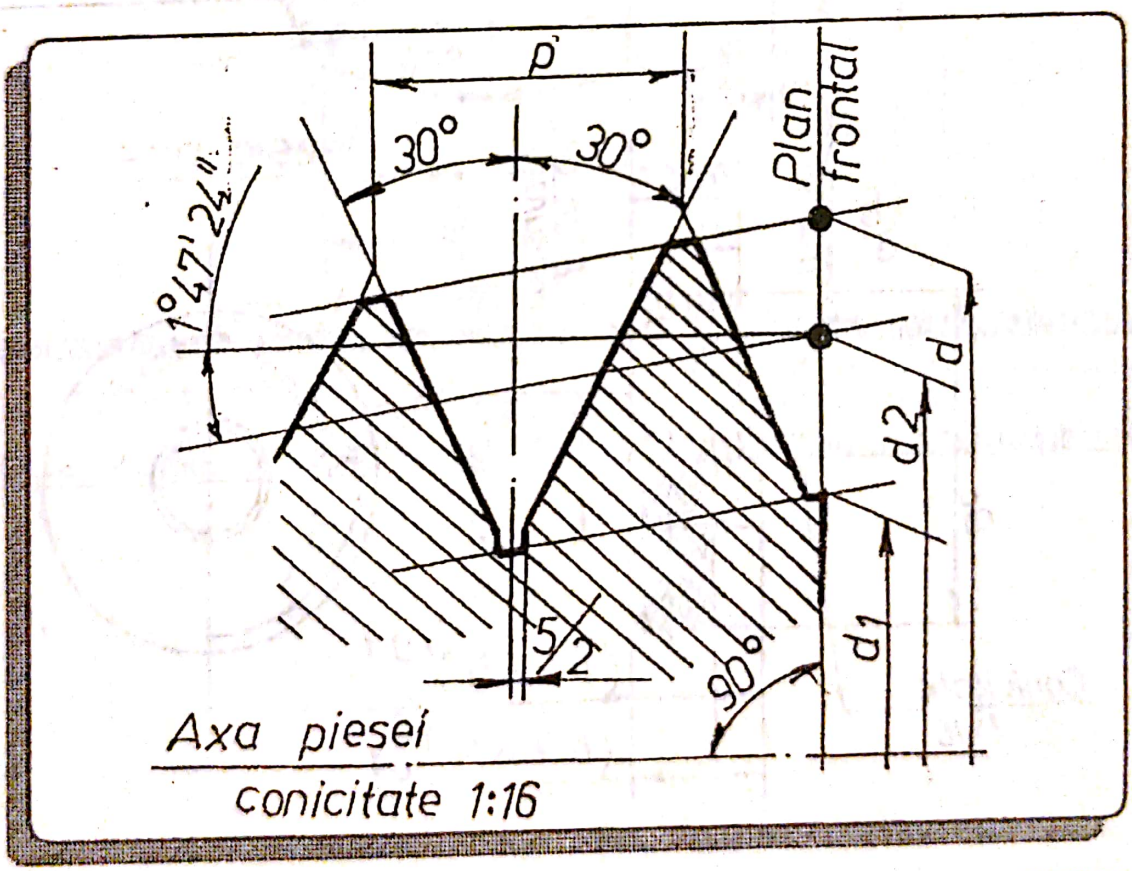


Fig.7.31. Profilul filetului pentru calibrul tampon

Scanned with OKEN Scanner

Filetul metric conic al şuruburilor se controlează cu calibre inel (fig.7.32), la care distanţele celor trei trepte sunt: $b \pm 0{,}1$; $(b+l_1)^{0}_{0,1}$ şi $(b-l_1)^{0,1}_{0}$ şi se iau din STAS 7456-66, iar distanţa l_1, dintre planul de măsurare şi planul frontal, se ia din STAS 6423-81. Profilul filetului pentru calibrul inel este dat în fig.7.33.

Verificarea calibrelor inel, la execuţia filetului (calibre noi) cât şi după ce s-au uzat, se face cu contracalibre pe a căror suprafeţe plane se înscriu: 0; +; -; uzat. La verificarea calibrului nou, planul frontal trebuie să se găsească între treptele + şi -; la verificarea calibrului uzat, planul frontal se compară cu treapta "uzat".

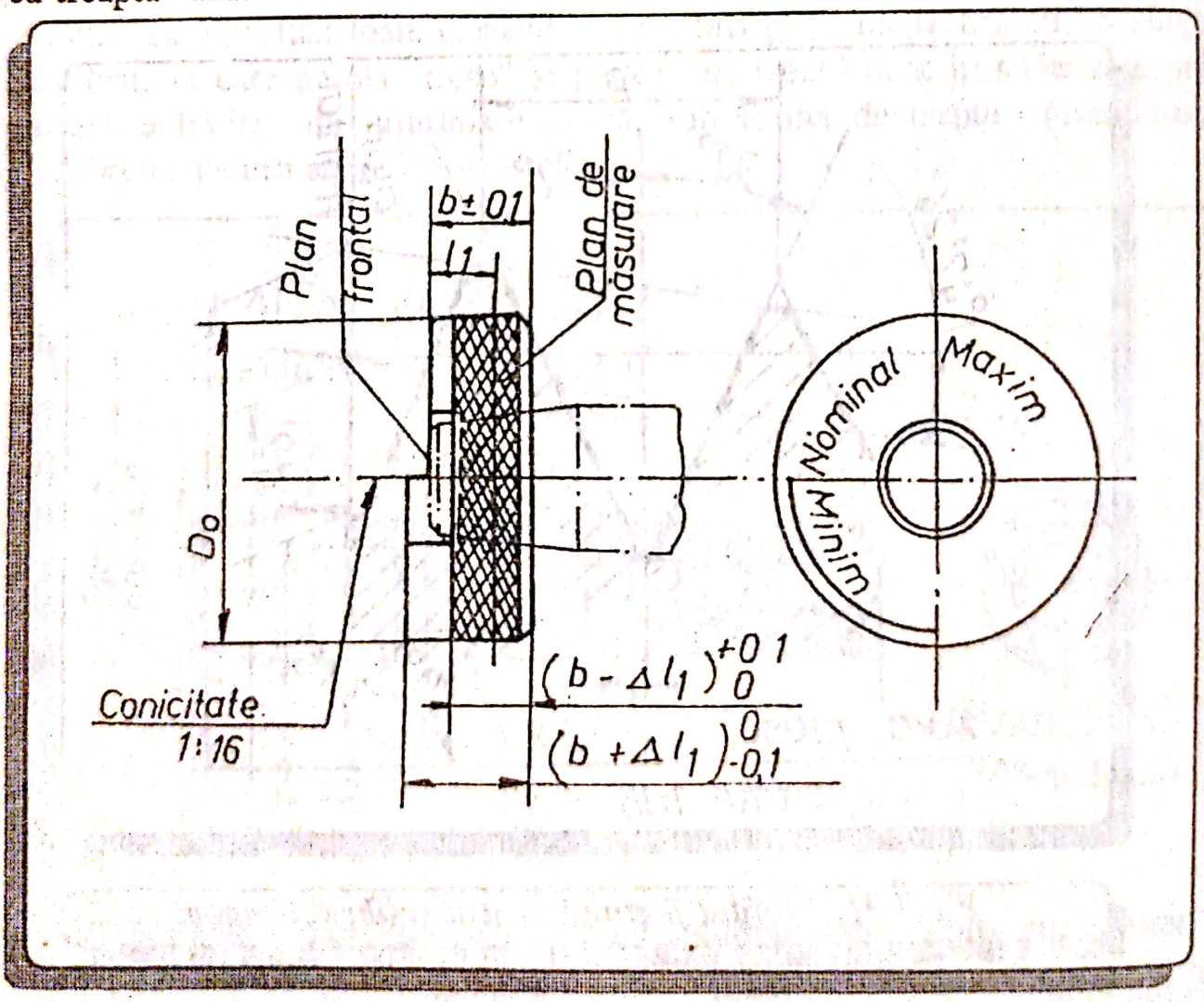


Fig.7.32. Calibrul inel pentru filet metric conic (STAS 7516-66)

Scanned with OKEN Scanner

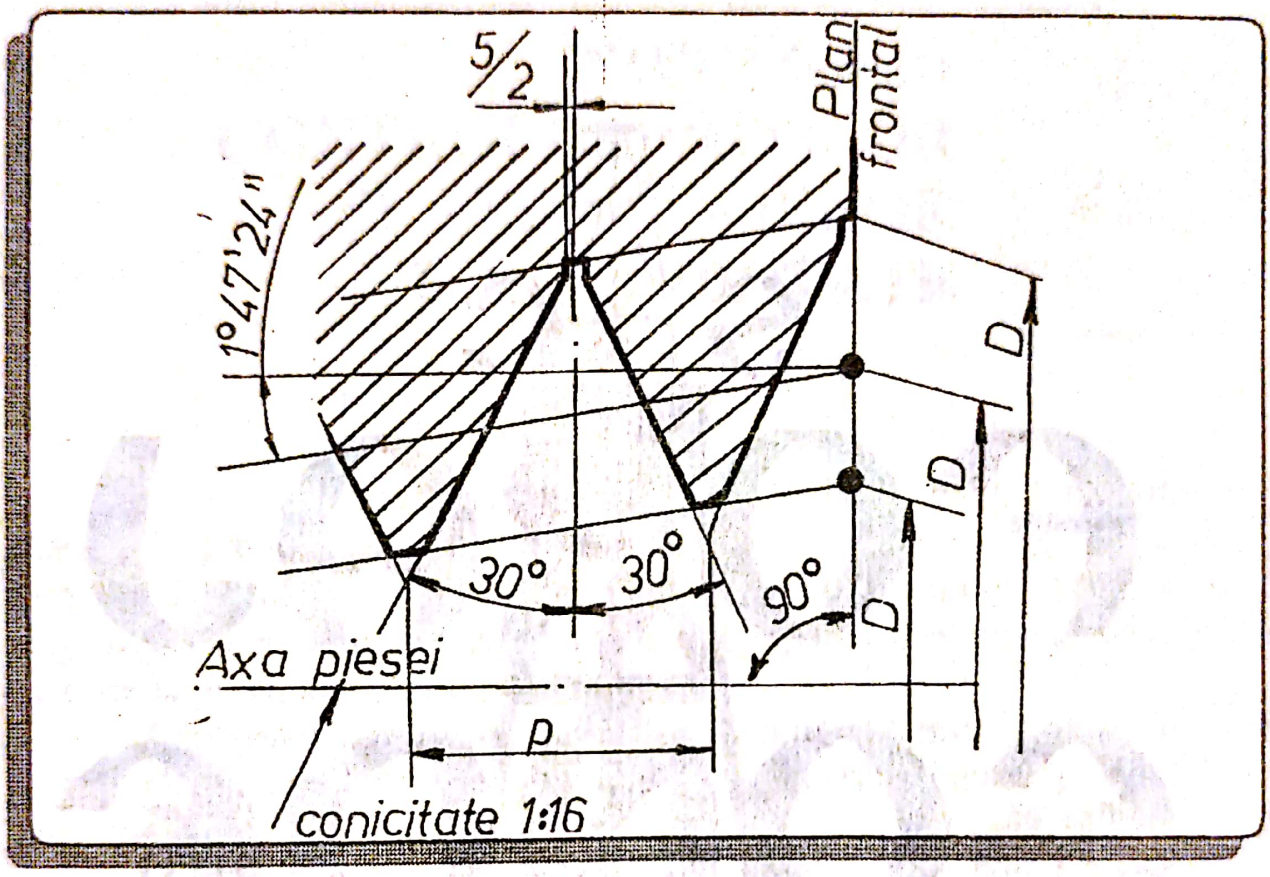


Fig. 7.33. Profilul filetului pentru calibre inel

Scanned with OKEN Scanner

Scanned with OKEN Scanner

Capitolul VIII

PRECIZIA ŞI CONTROLUL ROŢILOR ŞI ANGRENAJELOR CU ROŢI DINŢATE

Angrenajele cu roţi dinţate sunt utilizate, în construcţia de maşini, la transmiterea mişcărilor şi forţelor şi la transformarea mişcării. Datorită abaterilor de prelucrare cât şi abaterilor care pot să apară la montare, angrenajele se îndepărtează mai mult sau mai puţin, de condiţiile impuse, ceea ce duce la apariţia unor erori în funcţionare.

Calitatea danturii şi metodele de prelucrare a acesteia influenţează, în primul rând, uniformitatea mişcărilor transmise, funcţionarea silenţioasă a angrenajului şi forţele dinamice care apar.

Analiza condiţiilor de funcţionare a angrenajelor, permite următoarea clasificare a acestora:

- **Angrenaje de divizare,** care reclamă o corespondenţă riguroasă între unghiurile de rotaţie ale roţilor conjugate. Astfel de angrenaje sunt utilizate la aparatele de măsurare, în lanţurile cinematice de interdependenţă ale maşinilor-unelte, la dispozitivele de divizare etc. Roţile au, în general, module mici şi dinţi cu lungime mică.
- **Angrenaje de viteză,** care lucrează la viteze periferice mari (până la 100 m/s şi chiar mai mult) şi se folosesc în construcţia de automobile, maşini-unelte, turbine etc. Aceste angrenaje trebuie să aibă o funcţionare lină fără şocuri, vibraţii şi zgomote şi un contact foarte bun al dinţilor conjugaţi, pe flancurile active. Se execută, în general, cu module mici şi o lungime mare a dinţilor.
- **Angrenaje de forţă,** care transmit puteri (foarte) mari la viteze relativ mici şi se folosesc la maşini de ridicat, vapoare, laminoare, maşini miniere etc. Ele reclamă asigurarea unui contact cât mai mare pe lungimea şi pe înălţimea dinţilor şi o rezistenţă mare la sarcini dinamice.

Scanned with OKEN Scanner

Având în vedere clasificarea de mai sus, s-au stabilit trei criterii de precizie pentru angrenaje, şi anume:

❶ Criteriul preciziei cinematice.
❷ Criteriul de funcţionare lină.
❸ Criteriul de contact între flancuri.

Un angrenaj, cu condiţii de funcţionare date, va răspunde, în mod deosebit, rigorilor unuia din cele trei criterii şi, în anumită măsură, celorlalte având, în acelaşi timp, un joc obligatoriu între flancurile dinţilor în angrenare, necesar compensării abaterilor de prelucrare şi variaţiei regimului termic de funcţionare. Este admisă combinarea criteriilor de precizie având toleranţe în trepte de precizie diferite, în funcţie de condiţiile de funcţionare ale angrenajului, dar cu respectarea următoarelor reguli:

- criteriul de funcţionare lină nu poate fi mai precis decât cu cel mult, două trepte sau mai puţin precis decât cu o treaptă, faţă de criteriul de precizie cinematică;
- criteriul de contact între dinţi poate fi prescris în orice treaptă mai precisă decât criteriul de funcţionare lină; de asemenea, poate fi prescris şi cu o treaptă mai puţin precisă decât criteriul de funcţionare lină.

Fiecare treaptă de precizie, pentru cele trei criterii considerate, este asigurată prin prescrierea unor anumite abateri pentru elementele roţilor dinţate şi angrenajelor, denumite **indici de precizie.**

Există indici de precizie care, luaţi individual, pot defini precizia roţilor dinţate după unul din cele trei criterii de precizie şi se numesc **indici de precizie de bază.** Indicii care pot defini precizia, după un anumit criteriu, dar numai asociaţi câte doi, trei, formează aşa numitele **complexe de indici de precizie.** Un complex de indici poate înlocui, fără nici un compromis, indicii de precizie de bază.

Complexele de indici se folosesc frecvent, întrucât măsurarea indicelui de precizie de bază, presupune o aparatură de control complexă, cu un grad de universalitate redus, în timp ce, măsurarea indicilor care formează un complex necesită aparate mai ieftine şi un grad de universalitate mai mare.

Termenii, simbolurile şi notaţiile pentru erorile, abaterile şi toleranţele roţilor şi angrenajelor, cât şi valorile toleranţelor sunt stabilite prin

următoarele standarde:

- *STAS 6273-81*, "Angrenaje cilindrice. Toleranţe."
- *STAS 6460-81*, "Angrenaje conice şi hipoide. Toleranţe."
- *STAS 6461-81*, "Angrenaje melcate şi cilindrice. Toleranţe."
- *STAS 7395-81*, "Angrenaje cu cremalieră. Toleranţe."

1. Toleranţele roţilor dinţate şi angrenajelor cilindrice

Principalele elemente dimensionale care definesc roata şi angrenajul cilindric sunt date în fig.8.1 şi tabelul 1.

1.1. Indici de precizie pentru roţile dinţate şi angrenajele cilindrice

Prezentăm, mai jos, indicii şi complexele de indici pentru cele trei criterii de precizie, conform STAS 6273-81 cu observaţia că, în acest standard, se dau şi recomandări privind prescrierea indicilor în funcţie de treapta de precizie şi gradul de acoperire suplimentar.

Tabelul 1. *Elementele dimensionale ale roţilor dinţate cilindrice şi angrenajelor cilindrice cu dantură exterioară dreaptă corijată*

Elementul dimensional	Simbolul	Relaţia
1	2	3
Modulul	m	$m = \frac{p}{\pi}$
Diametrul de divizare	d	$d = m \cdot z$
Diametrul de rostogolire (diam. primitiv de funcţionare)	d_w	
Numărul de dinţi	z	

1	2	3
Diametrul de cap	d_a	$d_a = d + 2(h_a^* + \xi - \psi)m$
Diametrul de picior	d_f	$d_f = d - 2(h_f^* + c - \xi)m$
Înălţimea capului dintelui	h_a	$h_a = 0{,}5(d_a - d)$
Înălţimea piciorului dintelui	h_f	$h_f = 0{,}5(d - d_f)$
Coeficientul înălţimii capului dintelui	h_a^*	$h_a^* = \frac{h_a}{m}$; $h_a^* = 1$ (STAS 821-82)
Coeficientul înălţimii piciorului dintelui	h_f^*	$h_f^* = \frac{h_f}{m}$; $h_f^* = 1{,}25$ (STAS 821-82)
Jocul la capul (piciorul) dintelui	c	$c = c^* \cdot m$; $c = 0{,}25m$ (STAS 821-82)
Unghiul de angrenare (de presiune)	α_0	$\alpha_0 = 20°$ (STAS 821-82)
Înălţimea dintelui	h	$h = h_a + h_f = 2{,}25m$ (STAS 821-82)
Distanţa dintre axe	a	$a = 0{,}5(d_1 + d_2) = 0{,}5(z_1 + z_2)m$
Pasul de rostogolire	p_r	$p_r = \pi \cdot m$
Pasul de bază	p_b	$p_b = p\cos\alpha_0 = \pi m \cos\alpha_0$
Coeficientul de deplasare a profilului (deplasarea specifică)	ξ	

Scanned with OKEN Scanner

1	2	3
Deplasarea profilului	x	$x = \xi m$
Deplasarea specifică însumată	ξ_t	$\xi_t = \xi_1 + \xi_2$
Scurtarea specifică a înălţimii dintelui	ψ	$\psi = \xi_t - \lambda$
Modificarea specifică a distanţei dintre axe	λ	$\lambda = \frac{\Delta a}{m}$; $\lambda = \xi_t - \psi$
Arcul golului	e	
Coarda golului	e	
Arcul dintelui	s	
Coarda dintelui	s	
Grosimea nominală a dintelui pe cercul de divizare	S_n	$S_n = m\left(\frac{\pi}{2} + 2\xi tg\alpha_0\right)$
Lungimea de peste n dinţi	L_N	$L_N = m\cos\alpha_0\left[\pi(n-1) + \frac{\pi}{2} + z \cdot inv\alpha_0 + 2\xi tg\alpha_0\right]$
Numărul de dinţi peste care se măsoară L_N	N	$N = \frac{\alpha_0}{\pi} z + 0{,}5\frac{2\xi}{\pi} tg\alpha_0$
Coarda constantă	S_c	$S_c = (0{,}5\pi\cos^2\alpha_0 + \xi\sin\alpha_0)m$
Înălţimea la coarda constantă	h_c	$h_c = \left(h_a - \frac{\pi}{8}\sin 2\alpha_0 + \sin^2\alpha_0\right)m$
Gradul de acoperire	ϵ	

Scanned with OKEN Scanner

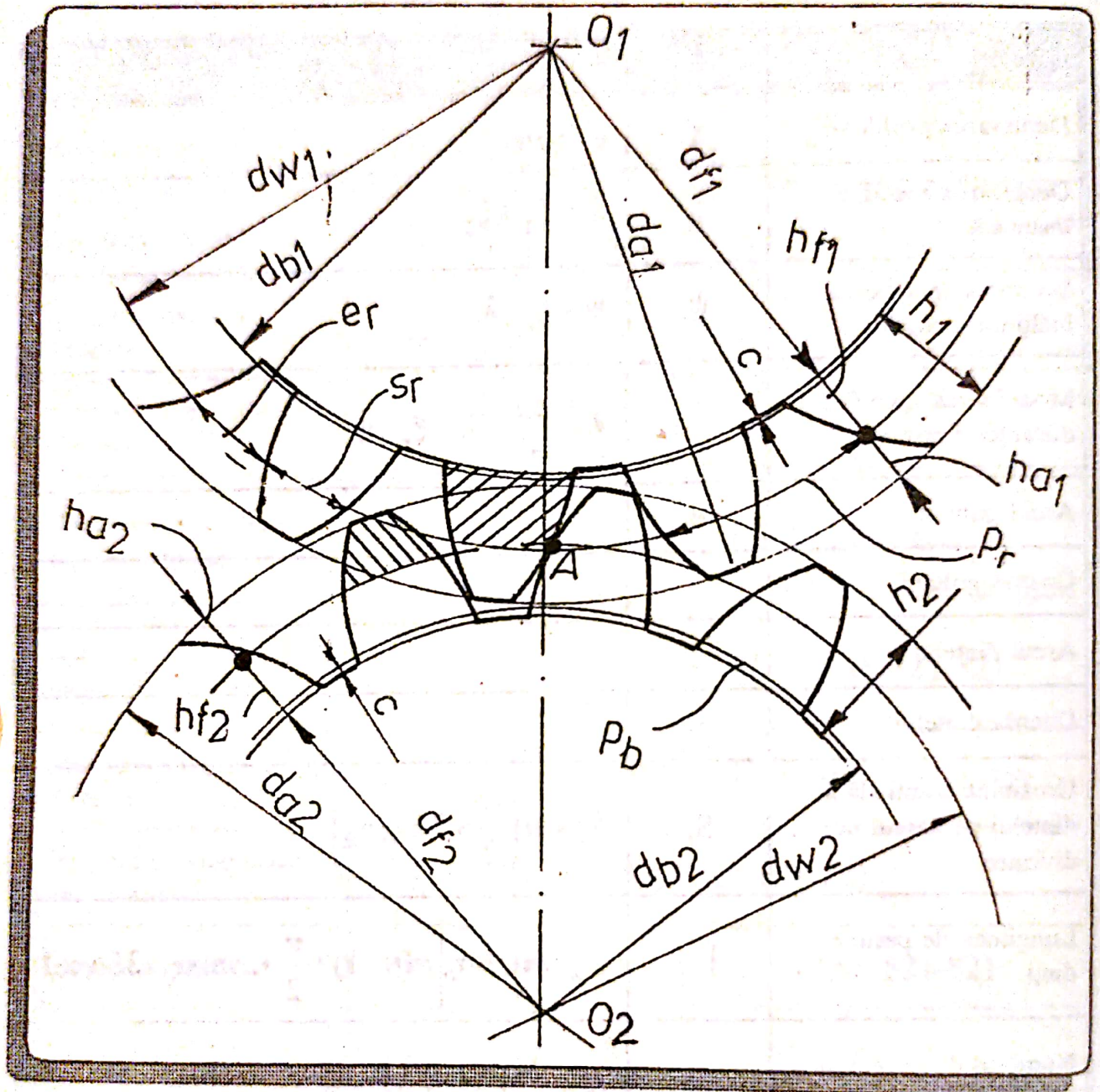


Fig.8.1. Angrenaj cu roţi dinţate cilindrice, cu axe paralele

- CRITERIUL DE PRECIZIE CINEMATICĂ stabileşte eroarea maximă totală a unghiului de rotire a roţii, care se verifică, în limitele unei rotaţii complete a roţii, precum şi eroarea elementelor danturii, care determină eroarea totală. Acest criteriu este caracterizat prin următorii indici şi complexe de indici de precizie.

Scanned with OKEN Scanner

■ ***Abaterea cinematică maximă a roţii dinţate*** ***(F_i')***, definită ca diferenţă algebrică maximă a valorilor abaterilor cinematice ale roţii dinţate, în limitele unei rotaţii complete.

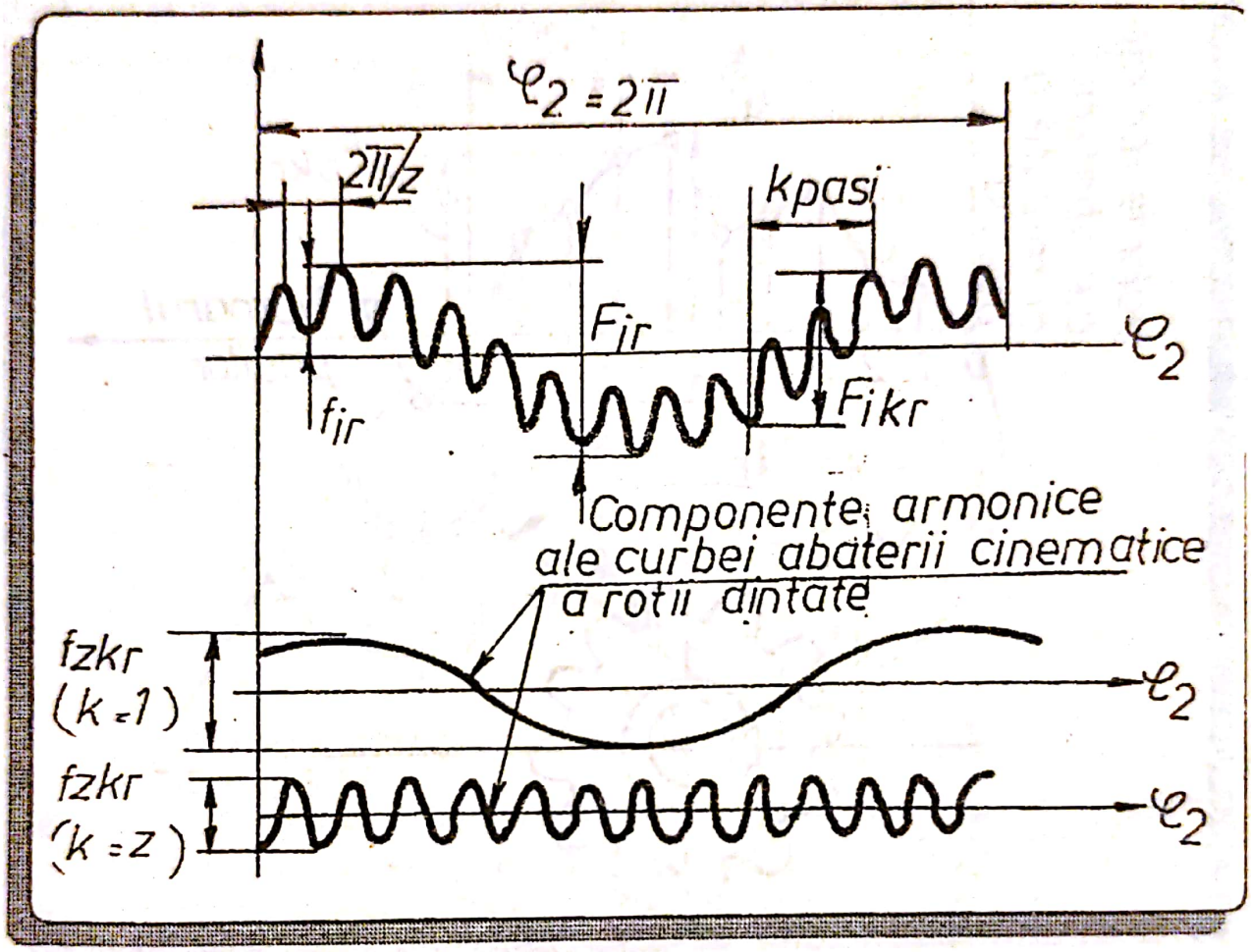


Fig.8.2. Abaterea cinematică a roţii dinţate (STAS 6273-81)

Abaterea cinematică a roţii dinţate este diferenţa dintre unghiul de rotire real şi cel nominal a roţii dinţate, în cazul angrenării pe o rotaţie completă cu roata etalon, pe un singur flanc, la distanţa nominală dintre axe.

☛ *Observaţie*. Notaţia, trecută între paranteze, este cea prevăzută, pentru indicii respectivi, în STAS 6273-81 şi se va folosi la înscrierea indicilor de precizie pe desenele de execuţie.

■ ***Abaterea cumulată de pas*** ***(F_{pr})*** - se defineşte ca diferenţa algebrică maximă a valorilor efective ale paşilor, pentru toată roata dinţată, măsuraţi pe

cercul de divizare al roţii şi valoarea nominală a aceluiaşi număr de paşi (fig.8.3).

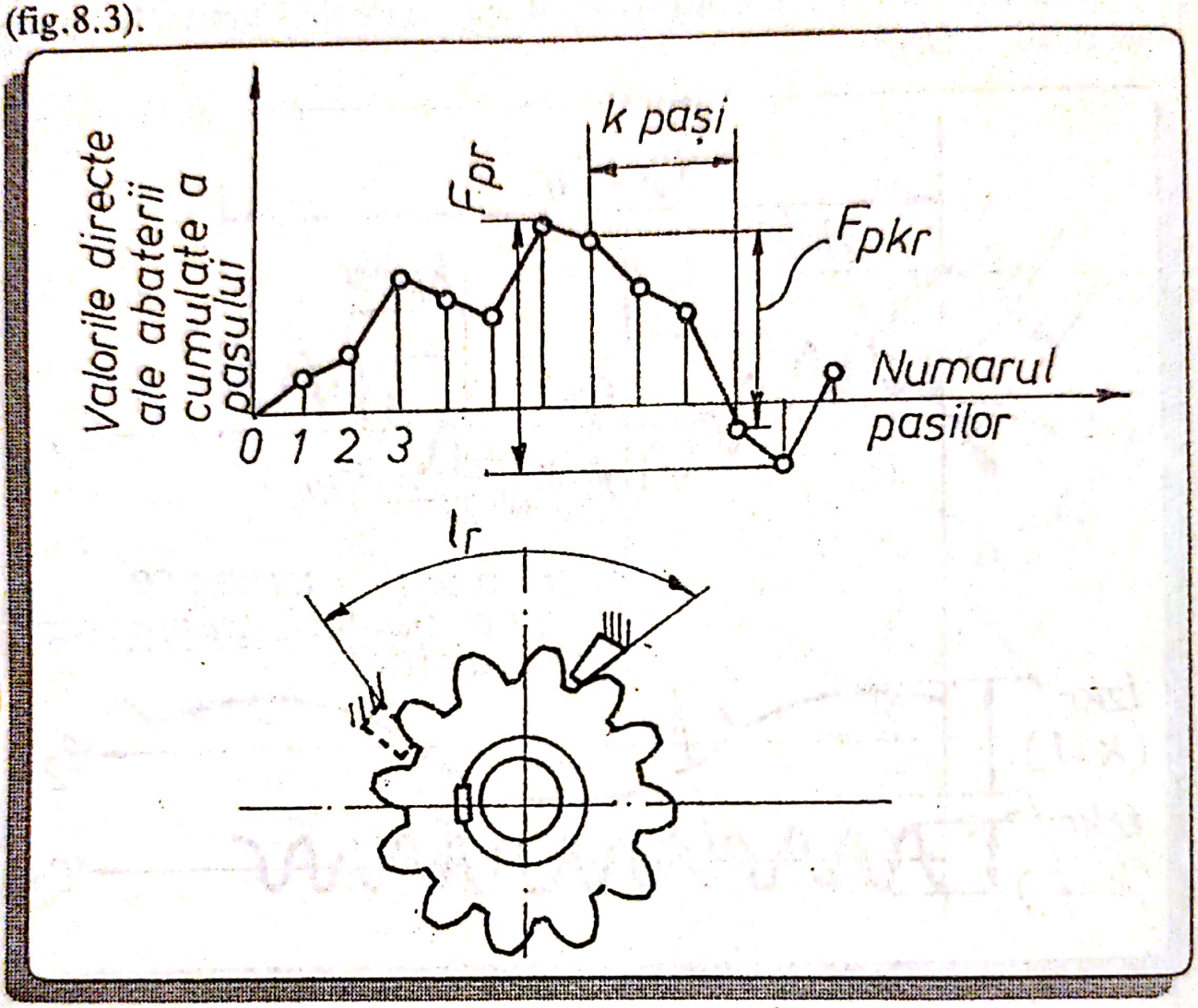


Fig.8.3. Abaterea cumulată de pas (STAS 6273-81)

Asemănător, se defineşte ***abaterea cumulată pe k paşi*** (F_{pkr}) - ca diferenţă algebrică maximă dintre valorile efective ale unui număr oarecare k de paşi şi valoarea nominală a aceluiaşi număr de paşi:

$$F_{pkr} = \left(\varphi_r - k\frac{2\pi}{z}\right)r \qquad (1)$$

În relaţia (1) φ_r este unghiul real de rotire a roţii dinţate; k - numărul paşilor unghiulari întregi ($k \geq 2$); z - numărul de dinţi ai roţii dinţate; r - raza cercului de divizare al roţii.

■ ***Variaţia distanţei de măsurat dintre axe, la o rotaţie completă a roţii*** (F_{ir}''), definită cu diferenţa dintre valorile maximă şi minimă a distanţei de măsurat dintre axele roţii etalon şi a roţii care se controlează, la angrenarea fără joc şi la o rotire completă a roţii de controlat (fig.8.4).

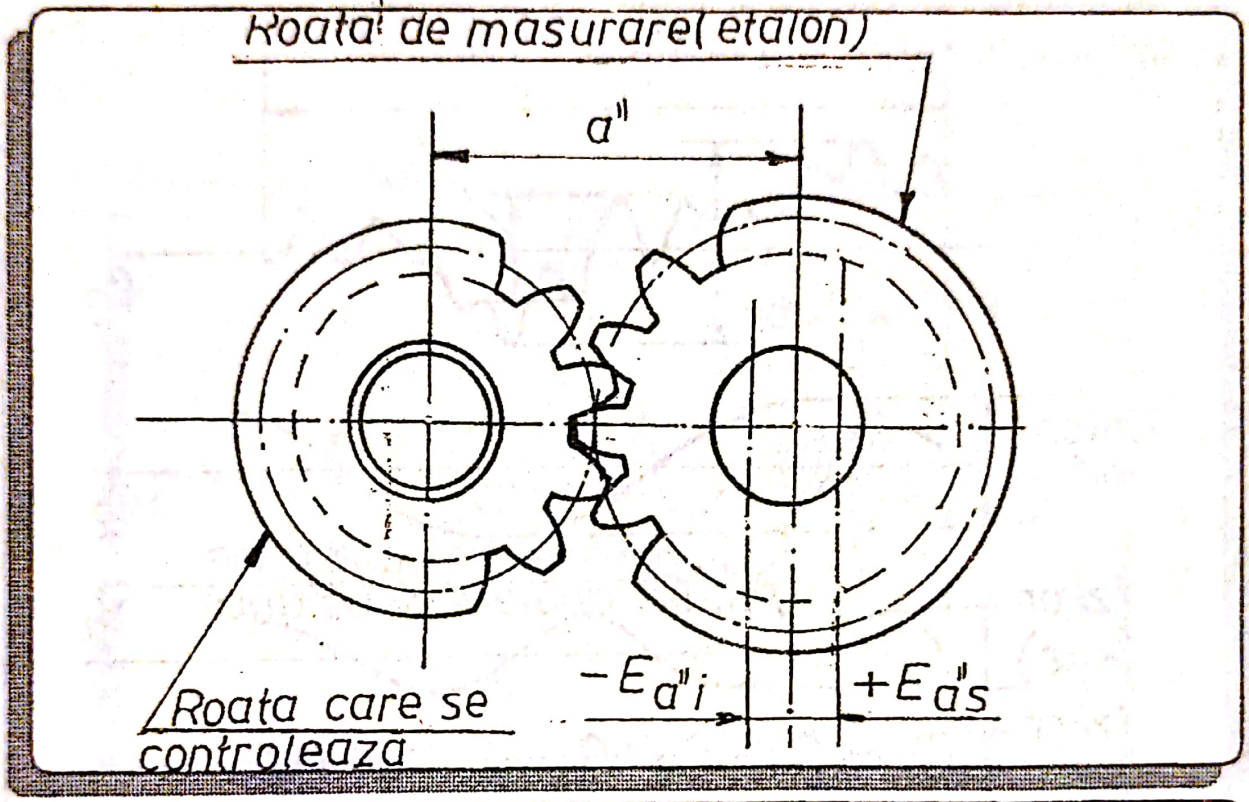


Fig.8.4. Distanţa nominală de măsurat dintre axe (STAS 6273-81)

■ ***Bătaia radială a danturii*** - este definită ca diferenţa maximă dintre distanţele coardelor constante ale dinţilor (sau ale golurilor dintre dinţi) la axa de rotaţie (fig.8.5). Coarda constantă este coarda dintelui sau golului, dusă prin punctele de intersecţie a liniei de angrenare cu flancurile dinţilor.

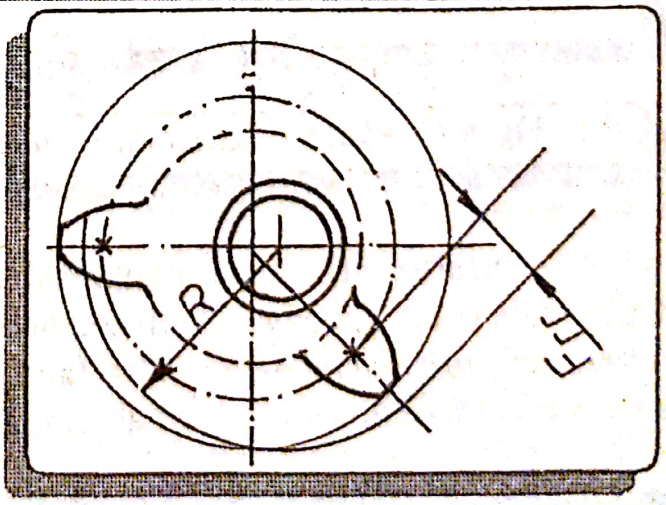


Fig.8.5. Bătaia radială a danturii

■ ***Abaterea cinematică maximă a angrenajului*** (F_{ior}'), definită ca diferenţă maximă a valorilor abaterii cinematice a angrenajului, rezultată din rotirea roţii mari cu unghiul φ_2 (fig.8.6).

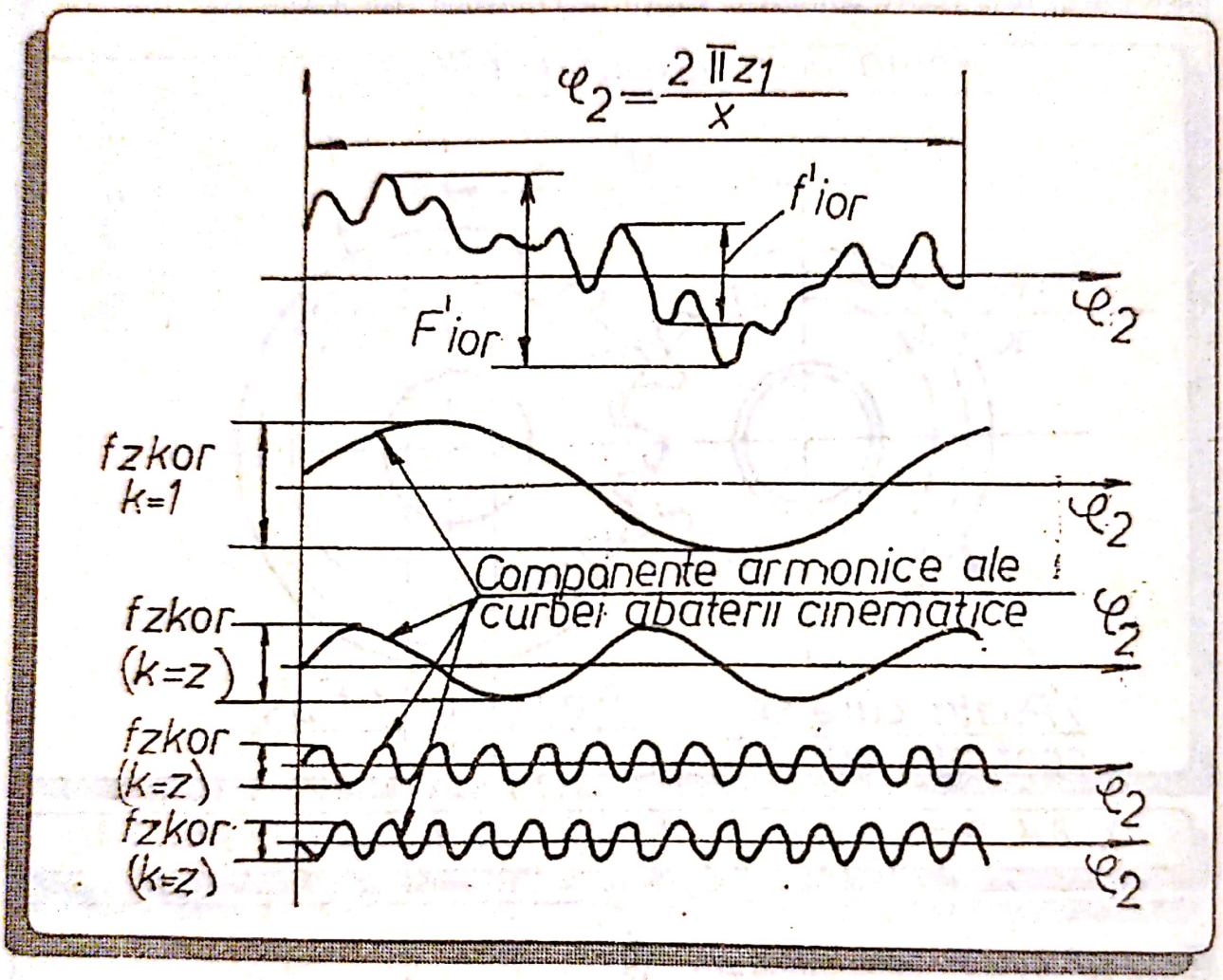


Fig.8.6. Abaterea cinematică a angrenajului (STAS 6273-81)

Abaterea cinematică a angrenajului este diferenţa dintre unghiul de rotire reale şi cel nominal al roţii conduse din angrenaj. Ea se determină prin rotirea roţii mari cu un unghi $\varphi_2 = 2\pi z_1/x$ (z_1 - numărul de dinţi ai roţii mari; x - cel mai mare divizor comun al numerelor de dinţi ai roţilor angrenate).

■ ***Abaterea cumulată de pas*** (F_{pr}) şi ***abaterea cumulată pe k paşi*** (F_{pkr}).

■ *Abaterea de rostogolire (F_{cr}) şi bătaia radială (F_r).* Abaterea d rostogolire este parte componentă a abaterii cinematice a roţii dinţate şi s obţine din aceasta scăzând: - bătaia radială şi abaterea pasului de bază (d angrenare), la roţile cu dinţi drepţi; - bătaia radială, la roţile cu dinţi înclinaţ (adică, se scad abaterile ciclice cu frecvenţa dinţilor sau cu frecvenţe mai mar (fig.8.6).

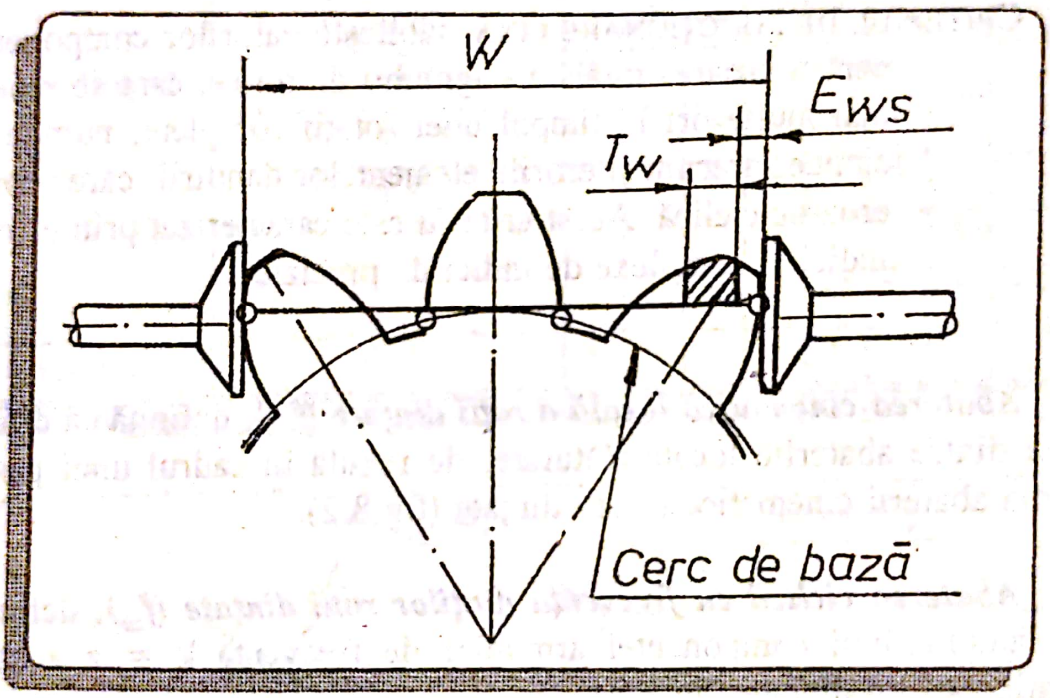


Fig.8.7. Cota nominală peste dinţi (STAS 6273-81)

■ *Variaţia cotei peste dinţi (F_{vwr}) şi bătaia radială (F_r).* Abaterea cotei peste dinţi (F_{wr}) este diferenţa dintre valoarea efectivă şi cea nominală a cotei peste dinţi (fig.8.7).

Cota nominală peste dinţi W (numită în literatură şi măsurarea Wildhaler) este valoarea obţinută prin calculul cu relaţia dată în tabelul 1 (pentru L_N), care corespunde poziţiei nominale a profilului de referinţă.
În fig.8.7, cu E_{ws} s-a notat abaterea minimă a cotei peste dinţi, pentru dantura exterioară (similar, se va nota cu E_{wi}, pentru dantura interioară, iar cu T_w - toleranţa cotei peste dinţi.

■ *Variaţia cotei peste dinţi (F_{vwr})* şi *variaţia distanţei de măsurat dintre axe (F_{ir}")*.

■ *Abaterea de rostogolire (F_{cr})* şi *variaţia distanţei de măsurat dintre axe (F_{ir}")*, la o rotaţie completă a roţii.

● CRITERIUL DE FUNCŢIONARE LINĂ stabileşte valorilor componentelor pentru eroarea totală a unghiului de rotire, care se repetă de mai multe ori în timpul unei rotaţii complete, numite erori ciclice, precum şi erorile elementelor danturii, care provoacă eroarea ciclică. Acest criteriu este caracterizat prin următorii indici şi complexe de indici de precizie:

■ *Abaterea cinematică locală a roţii dinţate (f_{ir}')*, definită ca diferenţa maximă dintre abaterile locale alăturate, de regulă în cadrul unui pas, din diagrama abaterii cinematice a roţii dinţate (fig.8.2).

■ *Abaterea ciclică cu frecvenţa dinţilor roţii dinţate (f_{zr})*, definită ca dublul amplitudinii componentei armonice de frecvenţă k = z a abaterii cinematice a roţii dinţate (fig.8.2).

■ *Variaţia distanţei de măsurat dintre axe, la rotirea roţii cu un dinte (f_{ir}")* - reprezintă diferenţa dintre valoarea maximă şi minimă a distanţei de măsurat dintre axele roţii etalon şi a roţii care se controlează, la angrenarea fără joc şi la o rotire cu un dinte a roţii de controlat.

■ *Abaterea pasului de angrenare (de bază) (f_{pbr})*, definită ca diferenţă dintre pasul de angrenare (de bază) efectiv (pbr) şi cel teoretic (p_b) (fig.8.8), adică diferenţă între distanţele efectivă şi nominală dintre două drepte paralele tangente la două flancuri active omoloage succesive, în secţiune normală pe direcţia dinţilor, într-un plan tangent la cilindrul de bază.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 2. *Indicii şi complexele de indici de precizie pentru criteriul de precizie cinematică.*

Obiectul de controlat	Indicele sau complexul de indici de precizie	Treapta de precizie									
		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Roata dinţată	F_{ir}'	*	*	*	*	*	*	-	-	-	-
	F_{pr} şi F_{pkr}	*	*	*	*	-	-	-	-	-	-
	F_{pr}	-	-	-	-	*	*	-	-	-	-
	F_{cr} şi F_{rr}	*	*	*	*	*	*	-	-	-	-
	F_{vwr} şi F_{rr}	*	*	*	*	*	*	-	-	-	-
	F_{vwr} şi F_{ir}''	-	-	*	*	*	*	-	-	-	-
	F_{cr} şi F_{ir}''	-	-	*	*	*	*	-	-	-	-
	F_{ir}''	-	-	-	-	-	-	*	*	*	*
	F_{rr}	-	-	-	-	*	*	*	*	*	*
Angrenaj	F_{ior}'	*	*	*	*	*	*	-	-	-	-

* Numai pentru diametre de divizare peste 1600 mm.

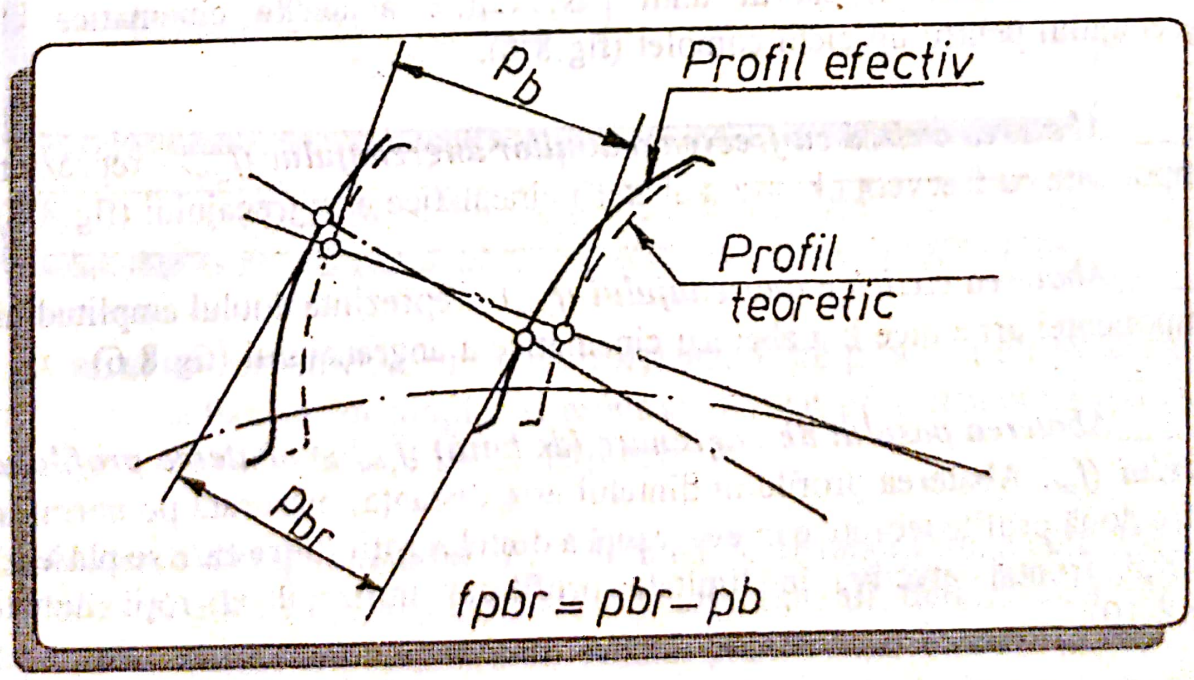


Fig.8.8. Abaterea pasului de angrenare (de baza) STAS 6273

■ ***Abaterea pasului frontal*** (f_{ptr}) se defineşte ca diferenţa dintre pasul frontal real (p_{tr}) şi cel nominal (p_t), pe cilindrul de divizare (fig.8.9).

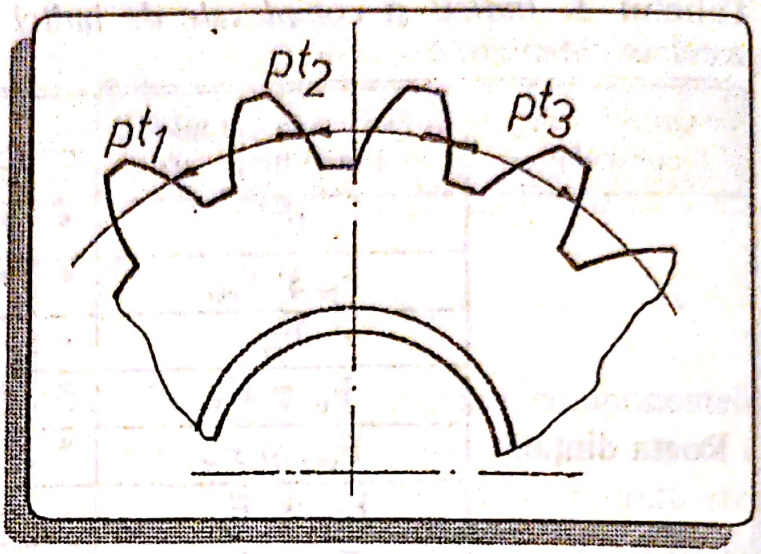


Fig.8.9. Abaterea pasului frontal (STAS 6273-81)

■ ***Abaterea ciclică a roţii dinţate*** (f_{zkr}), definită ca dublul amplitudinii componentei armonice, de frecvenţă k, a abaterii cinematice a roţii dinţate (fig.8.2).

■ ***Abaterea cinematică locală a angrenajului*** (f_{ior}') - se defineşte ca diferenţa maximă, în cadrul unui pas, dintre abaterile cinematice ale angrenajului pentru un ciclu complet (fig.8.6).

■ ***Abaterea ciclică cu frecvenţa dinţilor angrenajului*** (f_{zzor}) - reprezintă componenta cu frecvenţa k = z a abaterii cinematice a angrenajului (fig.8.6).

■ ***Abaterea ciclică a angrenajului*** (f_{zkor}) - reprezintă dublul amplitudinii componentei armonice k a abaterii cinematice a angrenajului (fig.8.6)

■ ***Abaterea pasului de angrenare (de bază)*** (f_{pbr}) şi ***abaterea profilului dintelui*** (f_{fr}). Abaterea profilului dintelui este distanţa, măsurată pe normala, dintre două profile teoretice în evolventă a dintelui roţii, între care se plasează profilul frontal efectiv, în limitele profilului utilizabil al roţii dinţate (fig.8.10).

■ ***Abaterea pasului de angrenare (de bază)*** (f_{pbr}) şi ***abaterea pasului frontal*** (f_{ptr}).

Scanned with OKEN Scanner

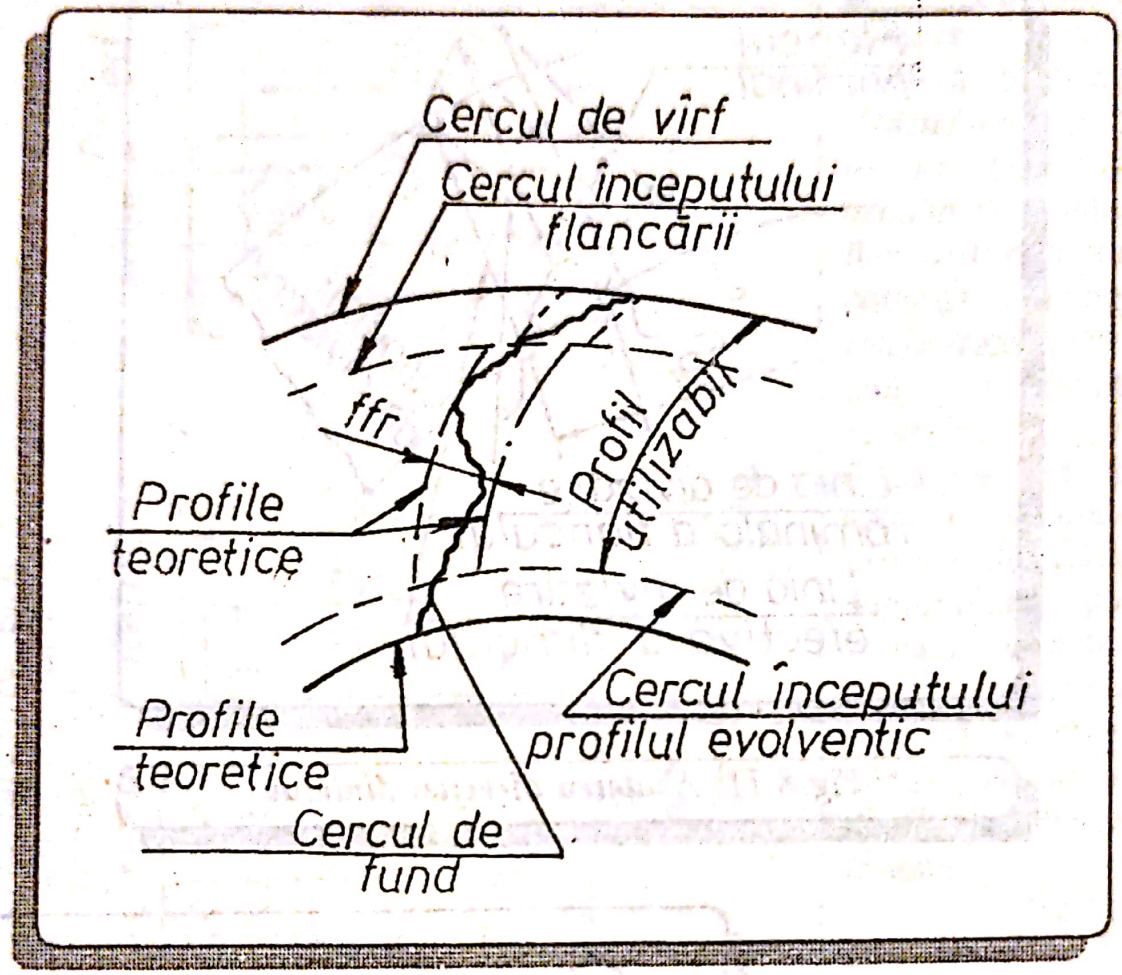


Fig.8.10. Abaterea profilului dintelui

- CRITERIUL DE CONTACT DINTRE DINŢI stabileşte precizia de execuţie a flancurilor dinţilor şi este caracterizat prin următorii indici şi complexe de indici de precizie:

■ ***Abaterea direcţiei dintelui*** ($F_{\beta r}$), definită ca distanţa dintre cele două linii de divizare, efectivă şi nominală, ale flancului dintelui, determinată într-un plan frontal extrem al roţii, când în celălalt plan frontal extrem al roţii, aflat la distanţă egală cu lăţimea activă a danturii, liniile de divizare efectivă şi normală se întâlnesc într-un punct (fig.8.11). Se măsoară în unităţi de lungime pe arcul de cerc de divizare.

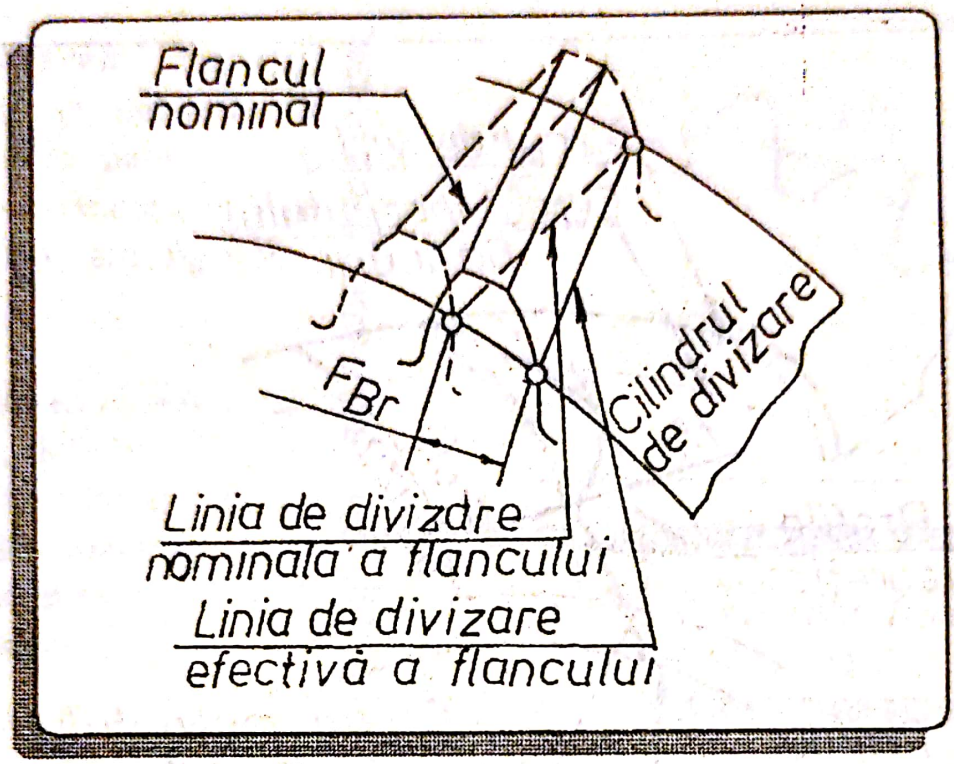


Fig.8.11. Abaterea direcţiei dintelui

■ ***Abatere totală a liniei de contact*** (F_{kr}) - reprezintă distanţa, măsurată pe normala dintre două drepte paralele cu linia de contact nominală, situate în planul de angrenare şi care delimitează linia de contact efectivă (fig.8.12).

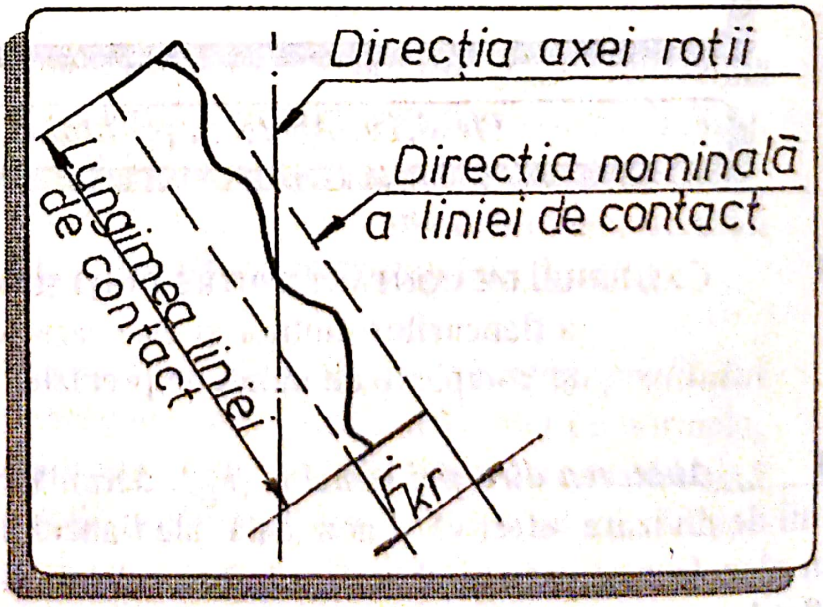


Fig.8.12. Abaterea totală a liniei de contact

Scanned with OKEN Scanner

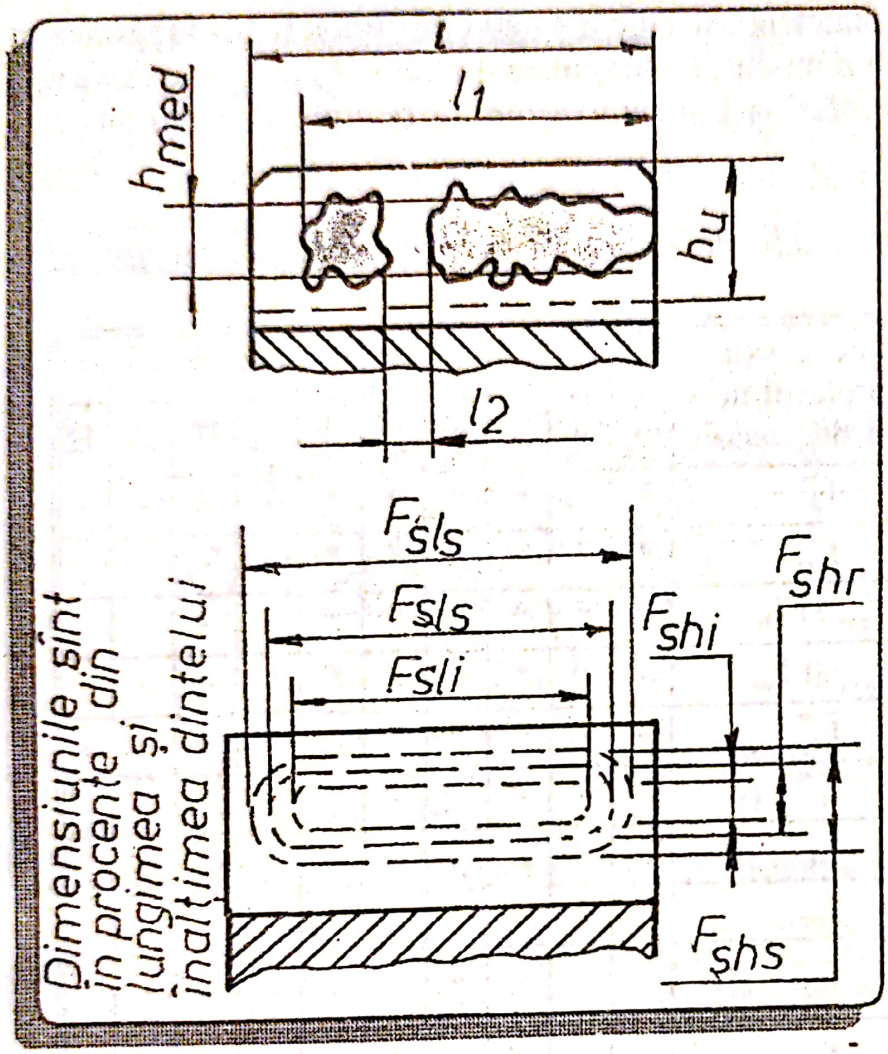


Fig.8.13. Pata totală de contact

■ ***Pata totală de contact*** - suprafaţa efectivă de contact a flancurilor roţii dinţate, pe care se află urmele de contact cu flancurile dinţilor roţii conjugate, la angrenarea în transmisie montată şi în condiţii de proiectant (fig.8.13). Dacă nu se indică cerinţe speciale la sarcina de frânare a angrenajului, pata de contact se determină printr-o frânare uşoară care să asigure contactul permanent al dinţilor ambelor roţi dinţate.

În fig.8.13, s-au notat: F_{shr} - abaterea dimensiunii relative a petei de contact pe înălţime, dată de relaţia:

$$F_{shr} = \frac{h_{med}}{h_u} 100\% \qquad (2)$$

în care: h_{med} este înălţimea mijlocie a petei de contact pe toată lungimea dintelui, iar h_u - înălţimea flancului utilizabil al dintelui; f_{shs} şi f_{shi} - abaterile limită superioară respectiv inferioară ale dimensiunilor relative ale petei totale de contact, pe înălţime; f_{slr} - abaterea dimensiunii relative a petei de contact, pe înălţime; f_{slr} - abaterea dimensiunii relative a petei totale de contact pe lungime, dată de relaţia:

$$F_{slr} = \frac{l_1 - l_2}{l} 100\% \qquad (3)$$

-în care l_1 - distanţa dintre punctele extreme ale petei de contact; l_2 - lungimea întreruperilor mai mari ca un modul; l - lungimea dintelui; f_{sl}, şi f_{sli} - abaterile limită superioară respectiv inferioară ale dimensiunilor relative ale petei totale de contact pe lungime.

Tabelul 3. *Indicii şi complexele de indici de precizie pentru criteriul de funcţionare lină*

Obiectul de controlat	Indicele sau complexul de indici de precizie	Treapta de precizie									
		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Roata dinţată dintr-un angrenaj cu ϵ_β mai mic decât în tabelul 5	f_{ir}'	*	*	*	*	*	*	-	-	-	-
	f_{zzr}	*	*	*	*	*	*	-	-	-	-
	f_{pbr} şi f_{fr}	*	*	*	*	*	*	-	-	-	-
	f_{pbr} şi f_{ptr}	*	*	*	*	*	*	-	-	-	-
	f_{ir}''	-	-	*	*	*	*	-	-	-	-
Roata dinţată dintr-un angrenaj cu ϵ_β oarecare	f_{ir}''	-	-	-	-	-	-				
	f_{pbr}	-	-	-	-	-	-				
	f_{ptr}	-	-	-	-	-	-				
Roata dinţată dintr-un angrenaj cu ϵ_β mai mare sau egal cu cel din tabelul 5	f_{zkr}	*	*	*	*	*	*	-	-	-	-
	f_{ptr}	-	-	*)	*)	*	*	-	-	-	-
Angrenaj cu ϵ_β mai mic decât cel indicat în tabelul 5	f_{ior}'	*	*	*	*	*	*	-	-	-	-
	f_{zzor}	*	*	*	*	*	*	-	-	-	-
Angrenaj cu ϵ_β mai mare sau egal cu cel indicat în tabelul 5.	f_{zkor}	*	*	*	*	*	*	-	-	-	-

!! *) S-a admis utilizarea până în 1985, conform prevederilor CAER standardul STAS 641-77.

■ ***Pata momentană de contact*** - se defineşte la fel ca mai sus, doar că se consideră în condiţii de funcţionare cu o frânare uşoară şi pentru o rotaţie completă a roţii mari.

Scanned with OKEN Scanner

■ *Abaterea paşilor axiali în plan normal (F_{pxnr}) şi abaterea totală a liniei de contact (F_{kr}).*

Abaterea paşilor axiali în plan normal (F_{pxnr}) este diferenţa dintre distanţele axiale efectivă şi nominală dintre două flancuri omoloage, peste un număr de paşi, considerată în plan normal pe dinte (fig.8.14).

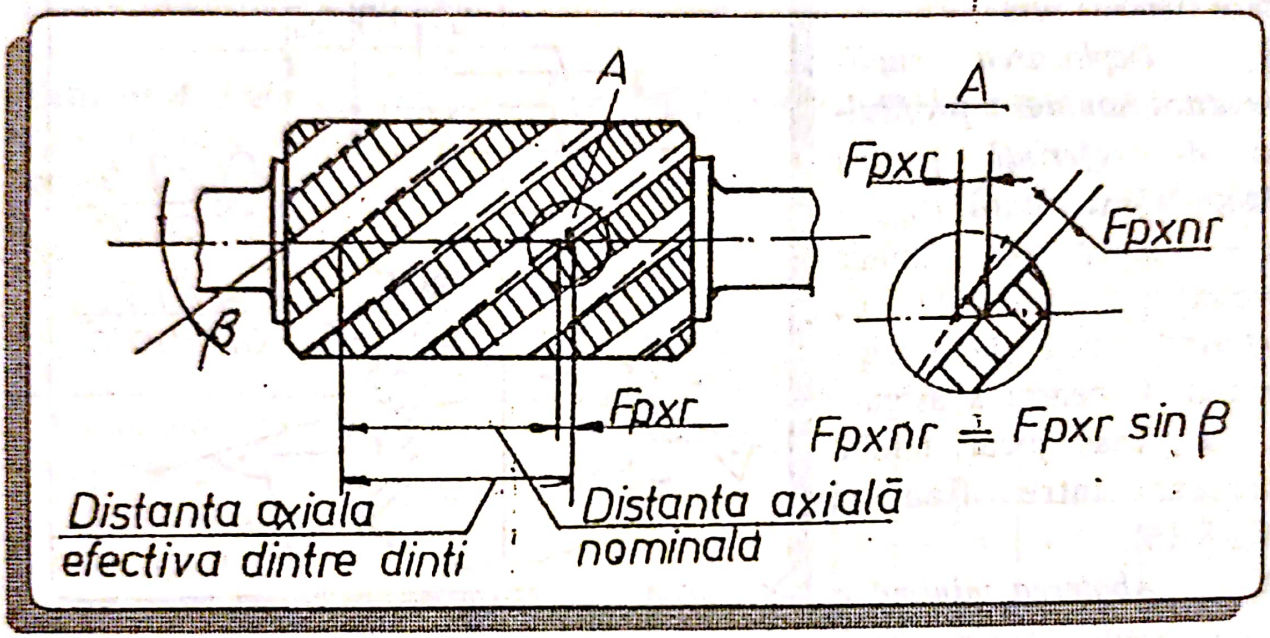


Fig.8.14. Abaterea paşilor axiali

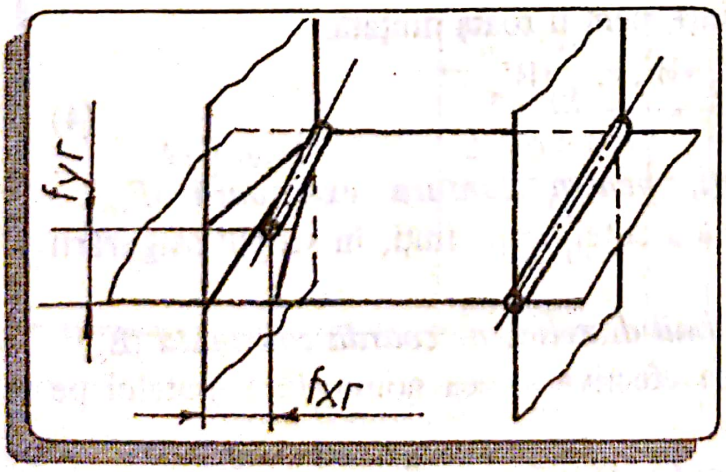


Fig.8.15. Abaterea de la paralelism a axelor

■ *Abaterea paşilor axiali în plan normal (F_{pxnr}) şi abaterea pasului de angrenare (de bază) (f_{pbr}).*

■ *Abaterea de la paralelism a axelor (f_{xr}) şi abaterea de coplanaritate a axelor (f_{yr}).* Abaterea de la paralelism a axelor (f_{xr}) reprezintă neparalelismul proiecţiilor axelor de lucru a roţilor dinţate, pe planul teoretic comun (fig.8.15).

Scanned with OKEN Scanner

■ ***Abaterea de la coplanaritate a axelor*** (f_{yr}) este neparalelismul proiecţiilor axelor de lucru a roţilor dinţate pe un plan perpendicular pe planul teoretic comun.

Indicii de precizie care asigură jocul minim între flancuri sunt:

■ ***Deplasarea suplimentară minimă a profilului de referinţă pentru dantura exterioară*** (E_{Hs}) - este deplasarea minimă prescrisă a profilului de referinţă, faţă de poziţia nominală, pentru a asigura în angrenaj jocul minim necesar între flancuri (fig.8.16).

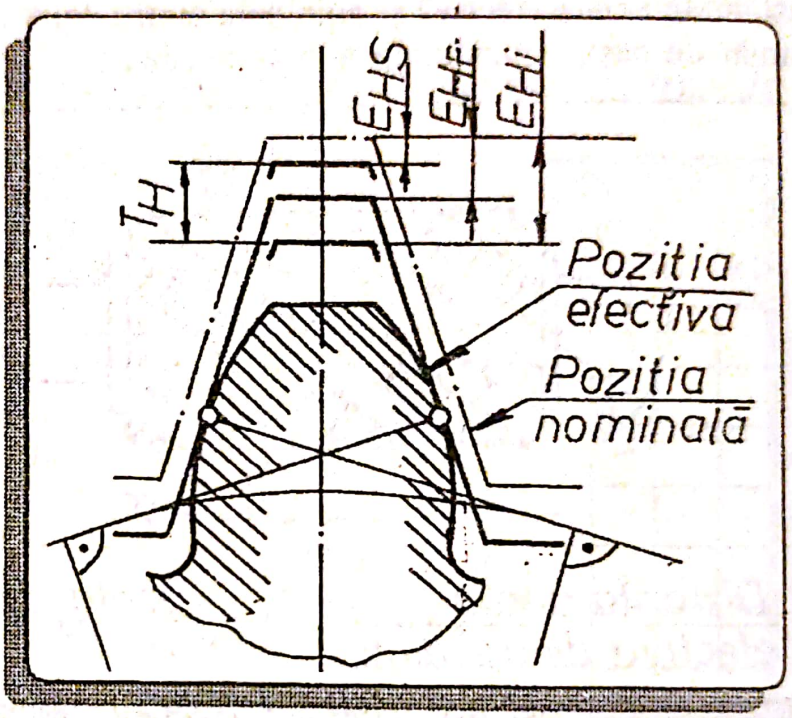


Fig.8.16. Poziţia nominală a profilului de referinţă (STAS 6273-81)

■ ***Abaterea minimă a cotei medii peste dinţi, pentru dantura exterioară*** (E_{wms}). Cota medie peste dinţi (W_{mr}) este media aritmetică a tuturor cotelor peste dinţi, pentru roata dinţată:

$$W_{mr} = \frac{W_1 + W_2 + \ldots + W_n}{n} \qquad (4)$$

■ ***Abaterea cotei peste dinţi, pentru dantura exterioară*** (E_{ws}) - reprezintă abaterea minimă prescrisă a cotei peste dinţi, în scopul asigurării jocului minim între flancuri.

■ ***Abaterea superioară a grosimii dintelui, pe coarda constantă*** (E_{cs}) - reprezintă diferenţa dintre grosimea efectivă şi cea nominală a dintelui pe coarda constantă.

■ ***Abaterea superioară a distanţei de măsurat dintre axe*** (E_{as}).

■ ***Abaterea limită a distanţei de măsurat dintre axe*** ($f_a = j_{n,min}$).

■ ***Jocul minim dintre flancuri*** ($j_{n,min}$) este jocul dintre flancuri adoptat.

Scanned with OKEN Scanner

1.2. Toleranţele angrenajelor cilindrice

În STAS 6273-81 sunt standardizate 12 trepte de precizie, pentru roţi dinţate şi angrenaje, notate în ordinea descrescătoare a preciziei, cu 1, 2, 3, ..., 12. Treptele 1 şi 2 nu sunt deocamdată utilizate, ele fiind prevăzute pentru dezvoltări ulterioare.

Tabelul 4. *Indicii şi complexele de indici pentru criteriul contactului dintre dinţi (STAS 6273-81)*

Obiectul de controlat	Indicile sau complexul de indici de precizie	Treapta de precizie									
		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Roata dinţată dintr-un angrenaj cu ϵ_β mai mic decât cel indicat în tabelul 5*	$F_{\beta r}$	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
	F_{kr}	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
Roata dinţată dintr-un angrenaj cu ϵ_β mai mare sau egal cu cel indicat în tabelul 5**	F_{pxnr} şi F_{kr}	*	*	*	*	*	*	*	-	-	-
	F_{pxnr} şi f_{pbr}	*	*	*	*	*	*	*	-	-	-
Angrenaj	F_{xr} şi f_{yr}***	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
	Pata totală de contact	*	*	*	*	*	*	*	*	*	-
	Pata momentană de contact	*	*	*	*	*	*	*	*	*	-

!! * Pentru treptele de precizie 9...12, pentru orice ϵ_β
** Pentru treapta de precizie 9 pentru orice ϵ_β
*** Complex de indici numai pentru angrenaje cu dispunere nereglabilă a axelor.

Treptele de precizie pentru indicii şi complexele de indici de precizie, corespunzători celor trei criterii de precizie, sunt date în tabelele 2, 3 şi 4. Unii din indicii de precizie, pentru criteriul de funcţionare lină şi criteriul contactului dintre dinţi, se iau în funcţie de valorile limită ale **gradului de acoperire suplimentar** nominal ϵ_β, date în tabelul 5.

Tabelul 5. *Valori limită pentru ϵ_β (STAS 6273-81)*

Treapta de precizie după criteriul de contact dintre dinţi	3	4	5	6	7	8
Valorile limită pentru gradul de acoperire suplimentar nominal ϵ_β	1,25	1,25	1,5	2,0	2,5	3,0

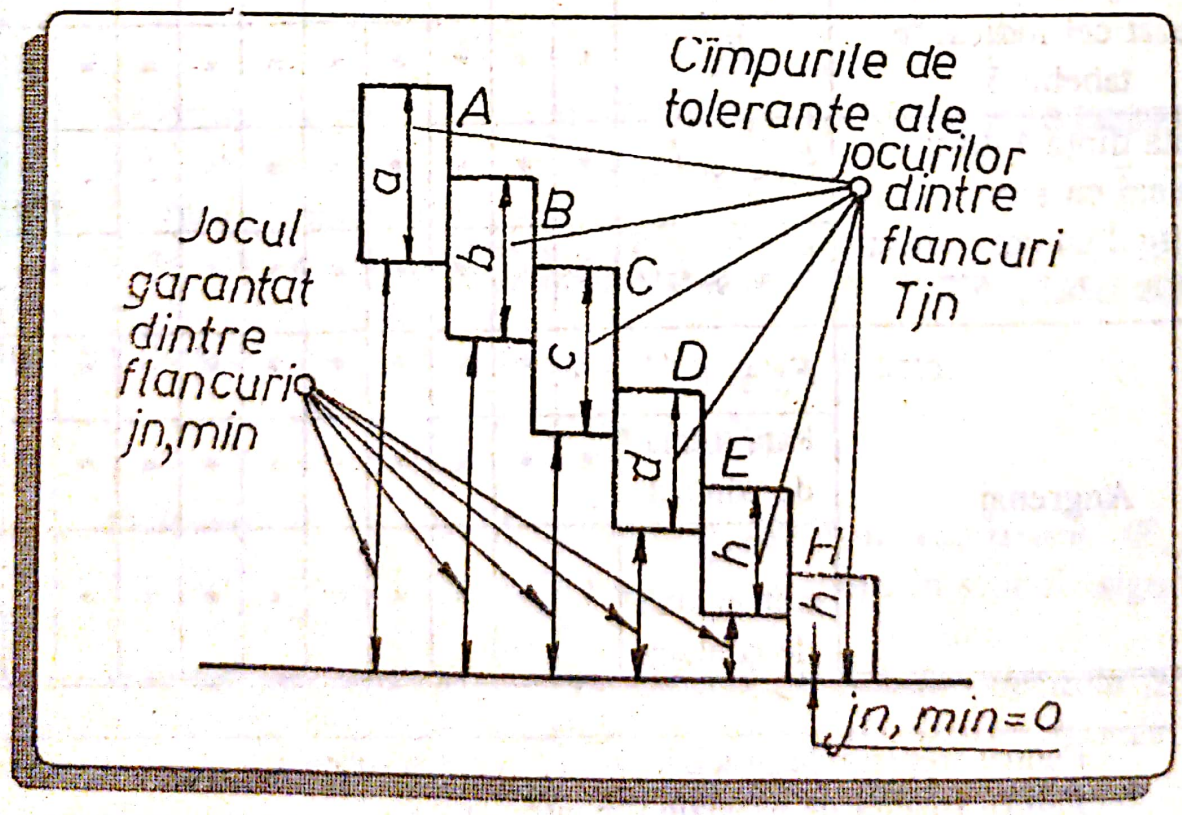


Fig.8.17. Tipurile de ajustaje ale roţilor dinţate (STAS 6273-81)

Scanned with OKEN Scanner

Independent de treapta de precizie a roţilor dinţate, se stabilesc (în STAS 6273-81) şase **tipuri de ajustaje** ale roţilor dinţate in angrenare, notate cu A, B, C, D, E, F, H (în ordinea scăderii jocului $j_{n.min}$ garantat dintre flancuri), şi de asemenea **opt tipuri de toleranţe ale jocurilor dintre flancuri** (T_{jn}), notate cu x, y, z, a, b, c, d, h (în ordinea valorii toleranţei (fig.8.17).

Deoarece asupra tipului ajustajului şi tipului toleranţei jocului dintre flancuri, influenţează şi precizia abaterii distanţei între axe, s-au stabilit sase **trepte de precizie pentru abaterile distanţei dintre axe,** notate cu I, II,..., VI, în ordinea descreşterii preciziei. În tabelul 6 se dă corespondenţa dintre tipul toleranţei jocului dintre flancuri şi treapta de precizie a abaterii distantei dintre axe, în cazul criteriului de funcţionare lină, după STAS 6273-81. Este admisă modificarea acestor corespondenţe, caz în care, se pot utiliza şi tipurile de toleranţe x, y, z.

Tabelul 6. *Corespondenţa tipului ajustajului cu tipul toleranţei jocului dintre flancuri şi cu treapta de precizie şi abaterii distanţei dintre axe*

Tipul ajustajului roţilor dinţate în angrenare	A	B	C	D	E H
Treapta de precizie după criteriul de funcţionare lină	3-12	3-11	3-9	3-8	3-7
Tipul toleranţei jocului dintre flancuri	a	b	c	d	h
Treapta de precizie pentru abaterea distanţei dintre axe	VI	V	IV	III	II

Notarea precizie angrenajelor se poate face în felul următor:

- Se scriu cifrele, care indică treptele de precizie după cele trei criterii de precizie, în ordinea: criteriul de precizie cinematică, criteriul de funcţionare lină şi criteriul contactului dintre dinţi.

- Dacă este respectată corespondenţa dintre tipul ajustajului şi tipul

toleranţei jocului dintre flancuri precum şi corespondenţa dintre tipul ajustajului şi treapta abaterii distanţei dentre axe, după treptele de precizie, se scrie litera corespunzătoare tipului de ajustaj, urmată de numărul standardului. De exemplu:

8-7-6-C STAS 6273-81,

sau

7-C STAS 6273-81, dacă treapta de precizie (7) este aceeaşi după toate criteriile.

- Dacă după, unul din criterii, treapta de precizie nu se precizează, în locul ei, se scrie litera N, de exemplu:

8-7-N-C STAS 6273-81

- Dacă, corespondenţa dintre tipul ajustajului şi tipul toleranţei jocului dintre flancuri, nu se respectă, dar este respectată corespondenţa dintre tipul ajustajului şi treapta abaterii distanţei dintre axe, notarea include şi litera mică corespunzătoare tipului toleranţei jocului dintre flancuri, de exemplu:

$8-7-6-Ca/V-j'_{n.min}$ STAS 6273-81,

unde: $j'_{n.min}$ este jocul minim dintre flancuri, dat de relaţia:

$$j'_{n.min} = j_{n.min} - 0{,}68(f'_a - f_a) \qquad (5)$$

în care: $j_{n.min}$ este valoarea jocului minim dintre flancurile dinţilor, luată din tabele (STAS 6273-81);

f_a - abaterea limită a distanţei dintre axe, pentru tipul de ajustaj dat (STAS 6273-81);

f'_a - abaterea distanţei dintre axe pentru treapta mai puţin precisă aleasă.

Dacă treapta de precizie aleasă a abaterii distanţei dintre axe este mai precisă, decât cea indicată, jocul minim dintre flancuri va fi mai mare decât cel indicat în tabele. Mărimea lui se calculează cu relaţia (7), dar se admite să nu fie indicată în notarea preciziei angrenajului.

Notarea elementelor danturii pe desenele de execuţie se face conform STAS 5013/1-82.

Scanned with OKEN Scanner

2. Toleranţele roţilor dinţate conice şi a angrenajelor cu roţi conice

Principalele elemente dimensionale, care definesc roata dinţată conică şi angrenajul conic, sunt prezentate în fig.8.18 şi tabelul 7.

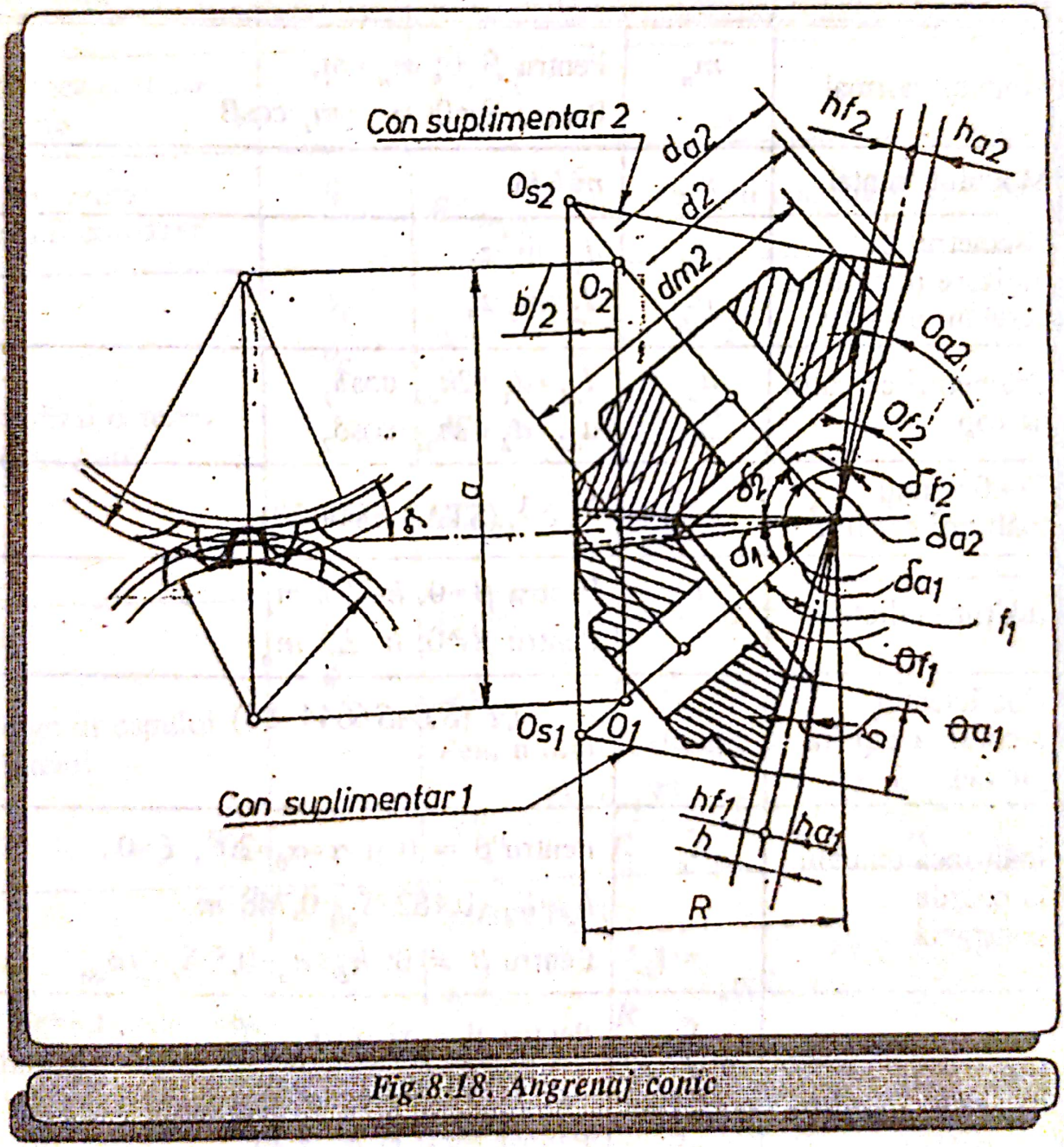


Fig.8.18. Angrenaj conic

Tabelul 7. *Principalele elemente dimensionale ale roţilor conice şi angrenajelor conice cu dinţi drepţi şi înclinaţi, necorijate* ($\xi_1=\xi_2=0$) *şi compensate* ($\xi_1+\xi_2=0$), *pentru* ($\delta_1+\delta_2$) $=90^\circ$.

Parametrul	Simbolul	Formula
1	2	3
Modulul normal	m_n	Pentru $\beta=0$; $m_n=m$; Pentru $\beta\neq0$; $m_n=m_t\cdot\cos\beta$
Modulul frontal	m_t	$m_t=m$
Diametrul de divizare (diametrul cercului primitiv)	d_1 d_2	$d_1=m_t\cdot z_1$ $d_2=m_t\cdot z_2$
Diametrul cercului de cap	d_{a1} d_{a2}	$d_{a1}=d_1+2h_{a1}\cdot\cos\delta_1$ $d_{a2}=d_2+2h_{a2}\cdot\cos\delta_2$
Coeficientul înălţimii capului	h_a^*	$h_a^*=1$ (STAS 6844-80)
Înălţimea dintelui	h	Pentru $\beta=0$; $h=2{,}2\ m_t$ Pentru $\beta\neq0$; $h=2{,}2\ m_n$
Coeficientul jocului la cap (la picior)	c^*	$c^*=0{,}2$ (*STAS* 6844-80)
Înălţimea dintelui la coarda constantă	$\bar{h}_c$	Pentru $\beta=0$ şi $\alpha=\alpha_0=20^0$, $\xi=0$: $\bar{h}_c=h_a-0{,}182\cdot\bar{S}_c=0{,}748\cdot m_t$ Pentru $\beta\neq0$: $\bar{h}_c=h_a-0{,}5\cdot\bar{S}_c\cdot tg\,\alpha_{on}$
Coarda constantă	$\bar{S}_c$	Pentru $\beta=0$ şi $\alpha=\alpha_0=20^0$ $\bar{S}_c=(1{,}387\pm0{,}643\,\xi)m_t$ Pentru $\beta\neq0$ şi $\alpha_{on}=20^0$: $\bar{S}_c=(1{,}387\pm0{,}643\,\xi_n)m_n$

Scanned with OKEN Scanner

1	2	3
Lungimea (exterioară) a generatoarei de divizare	R	$R=\frac{d_1}{2\sin\delta_1}=\frac{d_2}{2\sin\delta_2}$ Pentru $\delta=90^0$; $R=\frac{1}{2}d_1\sqrt{1+\left(\frac{z_2}{z_1}\right)^2}$
Lăţimea coroanei dinţate	b	$b=q\cdot R$
Coeficientul lăţimii coroanei	q	$q=\frac{1{,}16}{ctg\,\delta_1+0{,}58}$ (dar nu mai mare de 0,35)
Unghiul conului de divizare	δ_1 δ_2	$tg\,\delta_1=\frac{\sin\sum}{i+\cos\sum}$; $tg\,\delta_2=\frac{i-\sin\sum}{1+i\cdot\cos\sum}$, în care $i=\frac{z_2}{z_1}$; $\delta_2+\delta_2=\sum$. Pentru $\sum=90^0$: $tg\,\delta_1=\frac{z_1}{z_2}$, $\delta_2=90^0-\delta_1$
Unghiul capului dintelui	θ_{a1} θ_{a2}	Pentru dinţi drepţi, $\beta=0$: $tg\,\theta_{a1}=\frac{(1-\xi_1)m_t}{R}$; $tg\,\theta_{a2}=\frac{(1-\xi_2)m_t}{R}$ Pentru dinţi înclinaţi, $\beta\neq 0$: $tg\,\theta_{a1}=\frac{(1-\xi_{n1})m_n}{R}$; $tg\,\theta_{a2}=\frac{(1-\xi_{n2})m_n}{R}$
Unghiul piciorului dintelui	θ_{f1} θ_{f2}	Pentru $\beta_d=0$: $tg\,\theta_{f1}=\frac{(1{,}2-\xi_1)m_t}{R}$; $tg\,\theta_{f2}=\frac{(1{,}2-\xi_2)m_t}{R}$ Pentru $\beta\neq 0$: $tg\,\theta_{f1}=\frac{(1{,}2-\xi_{n1})m_n}{R\cos\beta}$; $tg\,\theta_{f2}=\frac{(1{,}2-\xi_{n2})m_n}{R\cos\beta}$

Scanned with OKEN Scanner

1	2	3
Unghiul conului de cap	δ_{a1} δ_{a2}	Pentru $\beta=0$: $\delta_{a1}=\delta_1+\theta_{a1}$; $\delta_{a2}=\delta_2+\theta_{a2}$. Pentru $\beta\neq 0$: $\delta_{a1}=\delta_1+\theta_{a1}+\Delta_1$; $\delta_{a2}=\delta_2+\theta_{a2}+\Delta_2$, Δ_1,Δ_2 - corecţii
Unghiul conului pe picior	δ_{f1} δ_{f2}	$\delta_{f1}=\delta_1-\theta_{f1}$; $\delta_{f2}=\delta_2-\theta_{f2}$
Gradul de acoperire	ϵ_β	
Raportul de transmitere	i	$i=\frac{z_2}{z_1}\geq 1$
Excentricitatea dinţilor	e	Pentru $\beta=\neq 0$. $e=R\cdot\sin\beta$

2.1. Indici de precizie pentru roţile dinţate conice şi angrenajele conice

Pentru angrenajele conice s-au stabilit aceleaşi trei criterii de precizie ca şi pentru roţile şi angrenajele cilindrice.

Criteriul de precizie cinematică este caracterizat prin următorii indici şi complexe de indici de precizie (în cele ce urmează, nu se mai definesc indicii care au aceleaşi definiţii ca la roţile cilindrice):

- *Abaterea cinematică maximă a roţii dinţate* (F_{ir}')
- *Abaterea cumulată de pas* (F_{pr}).
- *Bătaia radială a danturii* (F_{rr}).
- *Abaterea de rostogolire* (F_{cr}).
- *Variaţia unghiului de măsurat dintre axe,* la angrenaj (perechi de roţi conjugate), *la o rotaţie completă a roţii* ($F''_{i\sum or}$), definită ca diferenţa dintre valoarea maximă şi minimă a unghiului de măsurat dintre axele roţilor care se controlează, sau dintre axa roţii care se controlează şi axa roţii etalon, la

angrenarea fără joc şi la o rotaţie completă a roţii.

■ *Abaterea cinematică maximă a angrenajului* (F_{ior}').

■ *Variaţia jocului dintre flancuri* (F_{vjr}), definită ca diferenţă dintre valorile maximă şi minimă a jocului dintre flancuri, la o rotaţie completă a roţii dinţate, cu schimbarea poziţiei relative a acesteia.

■ *Abaterea cumulată de pas* (F_{pr}) şi *abaterea cumulată pe k paşi* (F_{pkr}).

■ *Bătaia radială a danturii* (F_{rr}) şi *abaterea de rostogolire* (F_{cr}).

■ *Variaţia unghiului de măsurat dintre axe* ($F_{i\sum or}''$) şi *abaterea de rostogolire* (F_{cr}).

■ *Variaţia jocului dintre flancuri* (F_{vjr}) şi *abaterea de rostogolire* (F_{cr}).

● CRITERIUL DE FUNCŢIONARE LINĂ este caracterizat prin următorii indici şi complexe de indici de precizie:

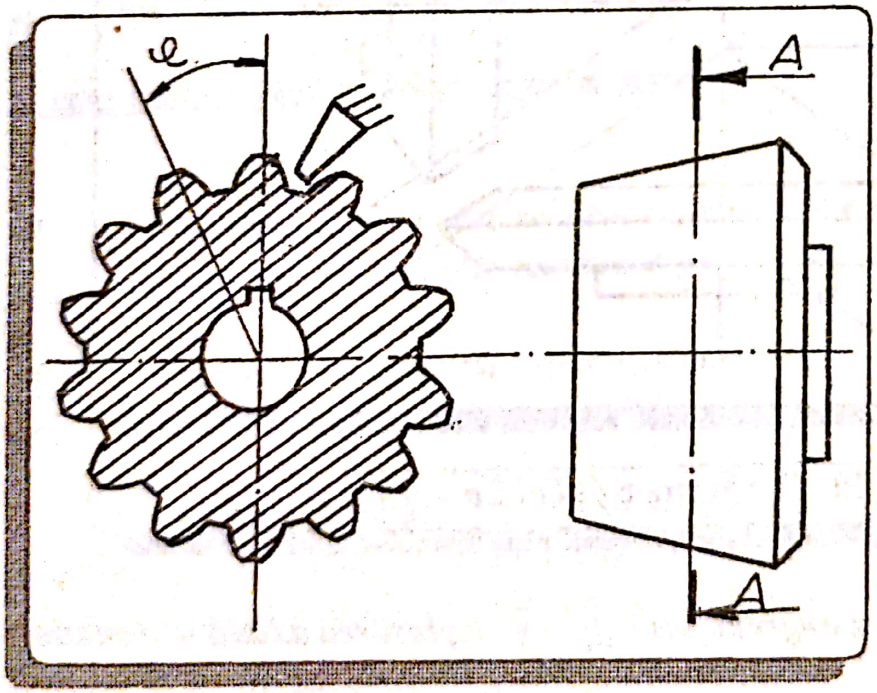


Fig.8.19. Abaterea pasului frontal (STAS 6460-81)

■ *Abaterea ciclică a roţii dinţate* (f_{zkr}).

■ *Abaterea pasului frontal* (f_{ptr}) - este diferenţa dintre pasul frontal real p_{tr} şi cel nominal (teoretic) p_t, determinată pe cercul mediu (fig.8.19):

$$f_{ptr} = \left(\ddot{u} - \frac{2\pi}{z}\right) r \qquad (6)$$

■ *Variaţia unghiului de măsurat dintre axe*, la angrenaj (perechi de roţi dinţate), *la rotirea cu un dinte* ($f_{i\sum or}''$) - este diferenţa dintre valoarea maximă şi minimă a unghiului de măsurat dintre axele roţilor care se

controlează, sau dintre axa roţii care se controlează şi axa roţii etalon, la angrenarea fără joc şi la rotirea cu un dinte a roţii.

■ ***Deplasarea axială a coroanei dinţate*** (f_{AMr}) reprezintă deplasarea axială a roţii care se controlează, la angrenarea ei cu roata conjugată (fig.8.20). Ea se măsoară de la vârful conului de divizarea până la punctul de intersecţie al axelor roţilor în angrenare.

■ ***Abaterea ciclică a frecvenţei dinţilor în angrenaj*** (f_{zzor}) şi ***deplasarea axilă a coroanei dinţate*** (f_{AMr}).

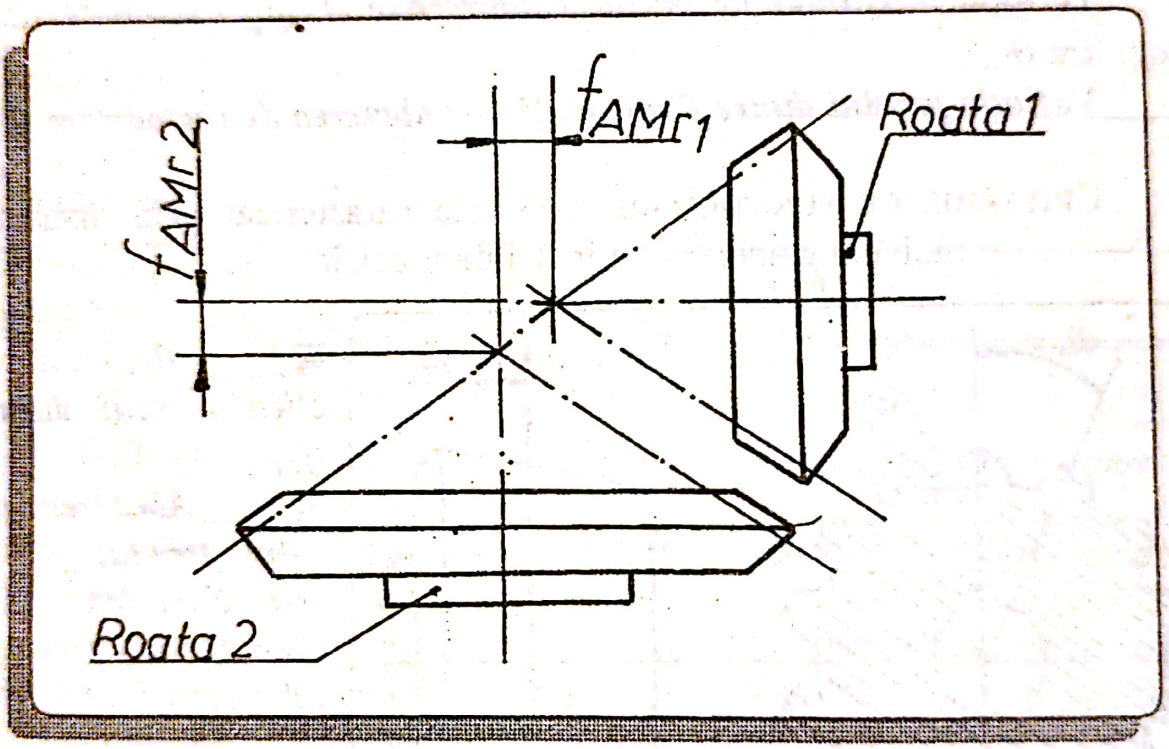


Fig.8.20. Deplasarea radială a coroanei

■ ***Abaterea ciclică a angrenajului*** (f_{zkor}) şi ***deplasarea axială a coroanei dinţate*** (f_{AMr}).

Când $z_1 = z_2$, se recomandă un montaj selectiv, pentru reducerea lui f_{zkor}.

● CRITERIUL DE CONTACT DINTRE DINŢI este caracterizat prin următorii indici şi complexe de indici de precizie:

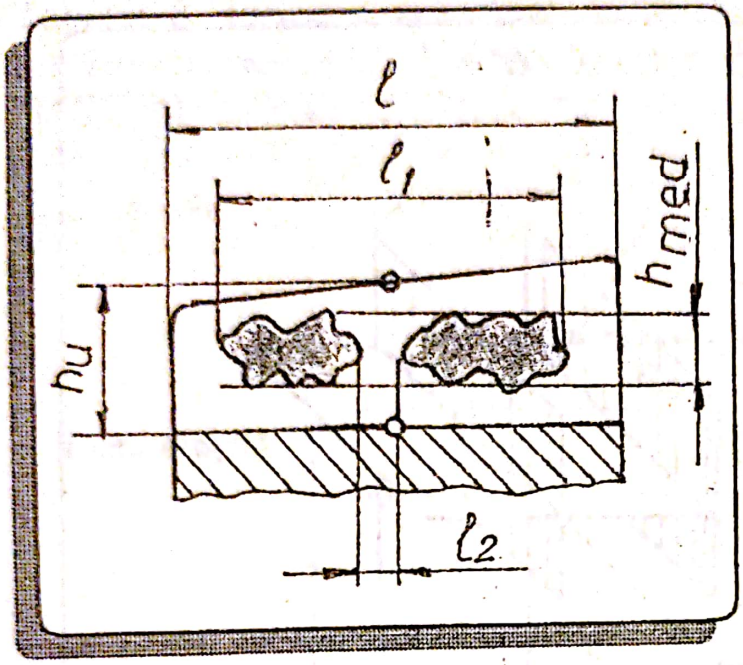


Fig.8.21. Pata totală de contact (STAS 6460-81)

■ *Abaterea dimensiunii relative a petei totale de contact pe înălţime (F_{shr})*, definită ca la roţile dinţate cilindrice. Înălţimea flancului utilizabil al dintelui (h_u) se consideră ca în fig.8.21.

■ *Abaterea dimensiunii relative a petei totale de contact, pe înălţime (F_{shr})* şi *abaterea dimensiunii relative a petei totale de contact, pe lungime (F_{slr})*.

■ *Abaterea dimensiunii relative a petei totale de contact, pe lungime (F_{slr})* şi *abaterea distanţei dintre axe (f_{ar})*.

Abaterea distanţei dintre axe (fig.8.22) este diferenţa dintre axele efectivă şi nominală; în planul frontal median. Pentru angrenajul conic distanţa nominală dintre axe este egală cu zero.

În fig.8.22 s-au notat:

$$\sum = \delta_1 + \delta_2$$

E_Σ abaterea limita superioară a unghiului dintre axe, dată în STAS 6460-81.

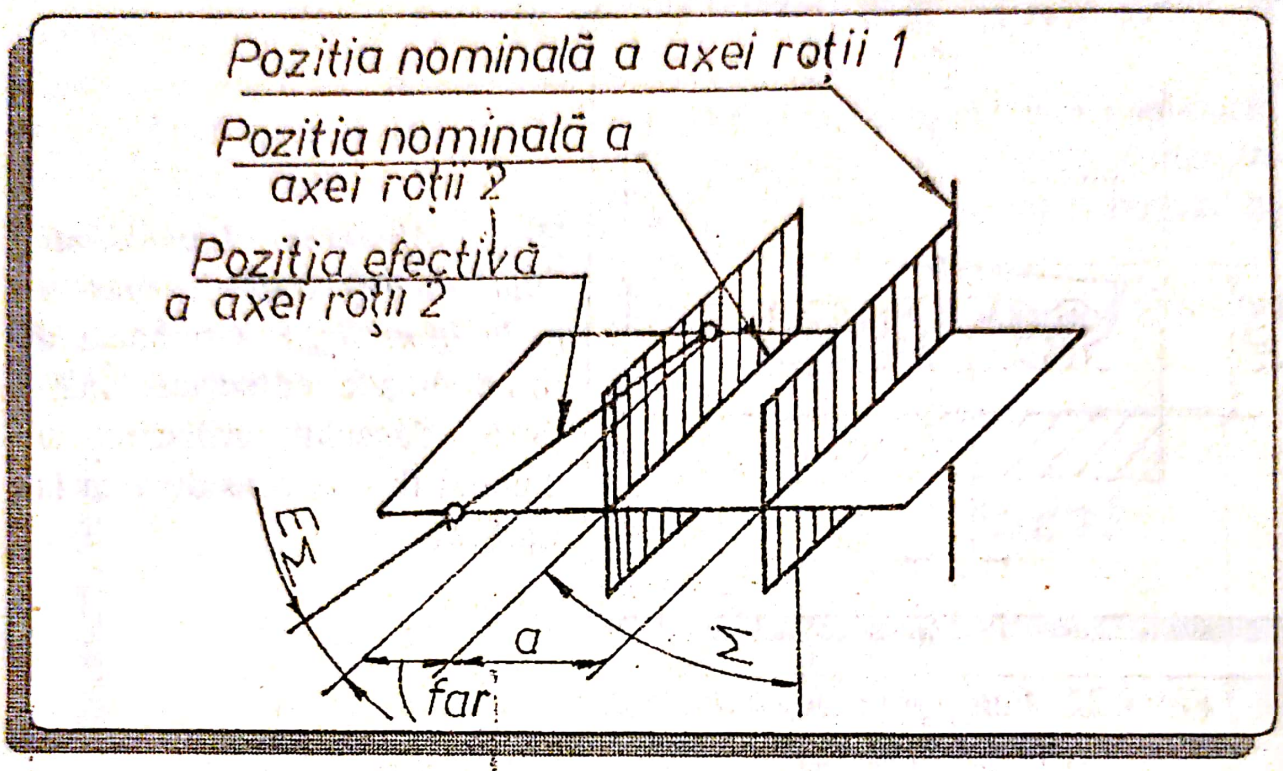


Fig.8.22. Abaterea distanţei dintre axe (STAS 6460-81)

2.2. Tolerantele angrenajelor conice

Criteriile de precizie şi abaterile diferiţilor parametri ai roţilor conice, perechilor de roţi conjugate (adică angrenajul de controlat fără luarea în considerare a influentelor abaterilor introduse de alezajele carcasei) şi angrenajelor conice şi hipoide sunt date în STAS 6460-81. Acest standard se referă la angrenajele cu roţi metalice, cu profilul dinţilor în evidenţă, dantură exterioară, dinţi drepţi, înclinaţi sau curbi, cu diametrul de divizare mediu până la 4000 mm, modulul de la 1 la 56 mm şi unghiul profilului de referinţă 20°.

Standardul STAS 6460-81 stabileşte 12 trepte de precizie, dintre care, pentru treptele 1, 2 şi 3, nu sunt încă prescrise toleraţe.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 8. *Indicii şi complexele de indici de precizie pentru criteriul de precizie cinematică (STAS 6460-81)*

Obiectul de controlat	Indicele sau complexele de indici de precizie	Treapta de precizie								
		4	5	6	7	8	9	10	11	12
Roata dinţată	$F_{ir}^{/}$ sau	*	*	*	-	-	-	-	-	-
	F_{pr} şi F_{pkr}	*	*	*	-	-	-	-	-	-
	$F_{ir}^{/}$ sau F_{pr}	-	-	-	*	*	-	-	-	-
	F_{rr} şi F_{cr}	*	*	*	*	*	-	-	-	-
	F_{rr}	-	-	-	***	***	*	*	*	*
Perechi de roţi conjugate (livrate perechi)	$F_{i\sum or}^{//}$ şi F_{cr}	-	*	*	*	*	-	-	-	-
	$F_{i\sum or}^{//}$	-	-	-	-	-	*	*	*	*
Angrenaj	$F_{ior}^{/}$ sau	*	*	*	*	*	-	-	-	-
	F_{vjr} şi F_{cr}	-	*	*	*	*	-	-	-	-
	F_{vjr}	-	-	-	-	-	*	*	*	*

!! * Numai pentru diametre de divizare medii peste 1600 mm

Asocierea între criteriile de precizie, cu toleranţe din trepte de precizie diferite, se face în condiţiile prezentate la roţile cilindrice.

Treptele de precizie pentru indicii şi complexele de indici de precizie, corespunzător celor trei criterii sunt date, în tabelele 8, 9, 10, iar valorile gradului de acoperire axial ϵ_β - în tabelul 11.

Independent de treapta de precizie a roţilor dinţate, s-au stabilit şase **tipuri de ajustaje** ale roţilor dinţate în angrenare, notate cu A, B, C, D, E, H şi cinci tipuri de tolerante ale jocurilor dintre flancuri (T_{jn}), notate cu a, b, c, d, h (la fel ca la roţile cilindrice - fig.8.16).

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 9. *Indicii şi complexele de indici de precizie pentru criteriul de funcţionare lină (STAS 6460-81)*

Obiectul de controlat	Indicii sau complexul de indici de precizie	Treapta de precizie								
		4	5	6	7	8	9	10	11	12
Roată dinţată dintr-un angrenaj cu ϵ_β egal sau mai mare decât cel indicat în tabelul 11	f_{zkr}	*	*	*	*	*	-	-	-	-
	f_{ptr} şi F_{cr}	*	*	*	*	*	-	-	-	-
Roată dinţată dintr-un angrenaj cu ϵ_β mai mic decât cel indicat în tabelul 11	f_{ptr} f_{cr} şi	*	*	*	*	*	-	-	-	-
Roată dinţată dintr-un angrenaj cu ϵ_β oarecare	f_{ptr}	-	-	-	-	-	*	*	*	*
Perechi de roţi conjugate cu ϵ_β oarecare (livrate perechi)	$f''_{i\sum or}$	-	-	-	-	-	*	*	*	*
Angrenaj cu ϵ_β egal sau mai mare decât cel indicat în tabelul 11	f_{zkor} f_{AMr} şi	*	*	*	*	*	-	-	-	-
Angrenaj cu ϵ_β mai mic decât cel indicat în tabelul 11	f_{zzor} şi f_{AMr}	*	*	*	*	*	-	-	-	-
Angrenaj cu ϵ_β oarecare	f_{AMr}	-	-	-	-	-	*	*	*	*

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 10. *Indicii şi complexele de indici de precizie pentru criteriul contactului dintre dinţi (STAS 6460-81)*

Obiectul de controlat	Indicele sau complexul de indici de precizie	Treapta de precizie								
		4	5	6	7	8	9	10	11	12
Perechi de roţi dinţate conjugate	F_{shr} şi F_{slr}	*	*	*	*	*	*	*	*	*
Angrenaje	F_{shr} cu F_{slr} şi f_{ar}	*	*	*	*	*	*	*	*	*

Tabelul 11. *Valorile gradului de acoperire axial* ϵ_β

Treapta de precizie	4 5	6 7	8 9
Valorile limită pentru gradul de acoperire axial ϵ_β	1,35	1,55	2,0

Tabelul 12. *Corespondenţa tipului ajustajului cu tipul jocului dintre flancuri şi treapta de precizie (STAS 6460-81)*

Tipul ajustajului roţilor dinţate în angrenare	A	B	C	D	E	H
Treapta de precizie	4-12	4-10	4-9	4-8	4-7	
Tipul toleranţei jocului dintre flancuri	a	b	c	d	h	

În tabelul 12 este dată corespondenţa tipului ajustajului cu tipul toleranţei jocului dintre flancuri şi treapta de precizie.

Şi în cazul roţilor conice, ajustajul de tip B asigură valoarea minimă jocului dintre flancuri, dacă diferenţa dintre temperaturilor roţilor dinţate şi carcasei nu depaşeşte 25°C.

Notarea preciziei unei perechi de roţi dintate conice se face la fel ca la roţile cilindrice.

Notarea pe desen a elementelor danturii roţilor conice se face conform STAS 5013/3-82.

3. Toleranţele angrenajelor melcate

Terminologia şi simbolurile referitoare la erorile şi abaterile elementelor angrenajelor melcate, precum şi valorile limită ale acestora sunt date în STAS 6461-81.

Recomandările din acest standard se referă la angrenaje melcate alcătuite din roti melcate, în angrenare cu melci cilindrici.

După STAS 6461-81, angrenajele se împart în următoarele două grupe:

- **Angrenaje melcate cinematice,** care sunt folosite la mecanismele pentru obţinerea unor viteze de mişcare de uniformitate mare şi la obţinerea deplasărilor de precizie ridicată ale organelor de execuţie şi comandă (de exemplu: la capete divizoare, în componenţa lanţurilor cinematice de avans automat, la unele maşini-unelte etc.).

- **Angrenaje melcate pentru transmiterea puterii,** care se utilizează la transmiterea unor puteri mari şi foarte mari, la viteze de mişcare relativ mici (de exemplu: la capete de forţă, la reductoarele din instalaţiile de forare etc.).

Principalele elemente dimensionale, care definesc roata melcată şi melcul, sunt date în fig.8.23 şi tabelul 13.

Scanned with OKEN Scanner

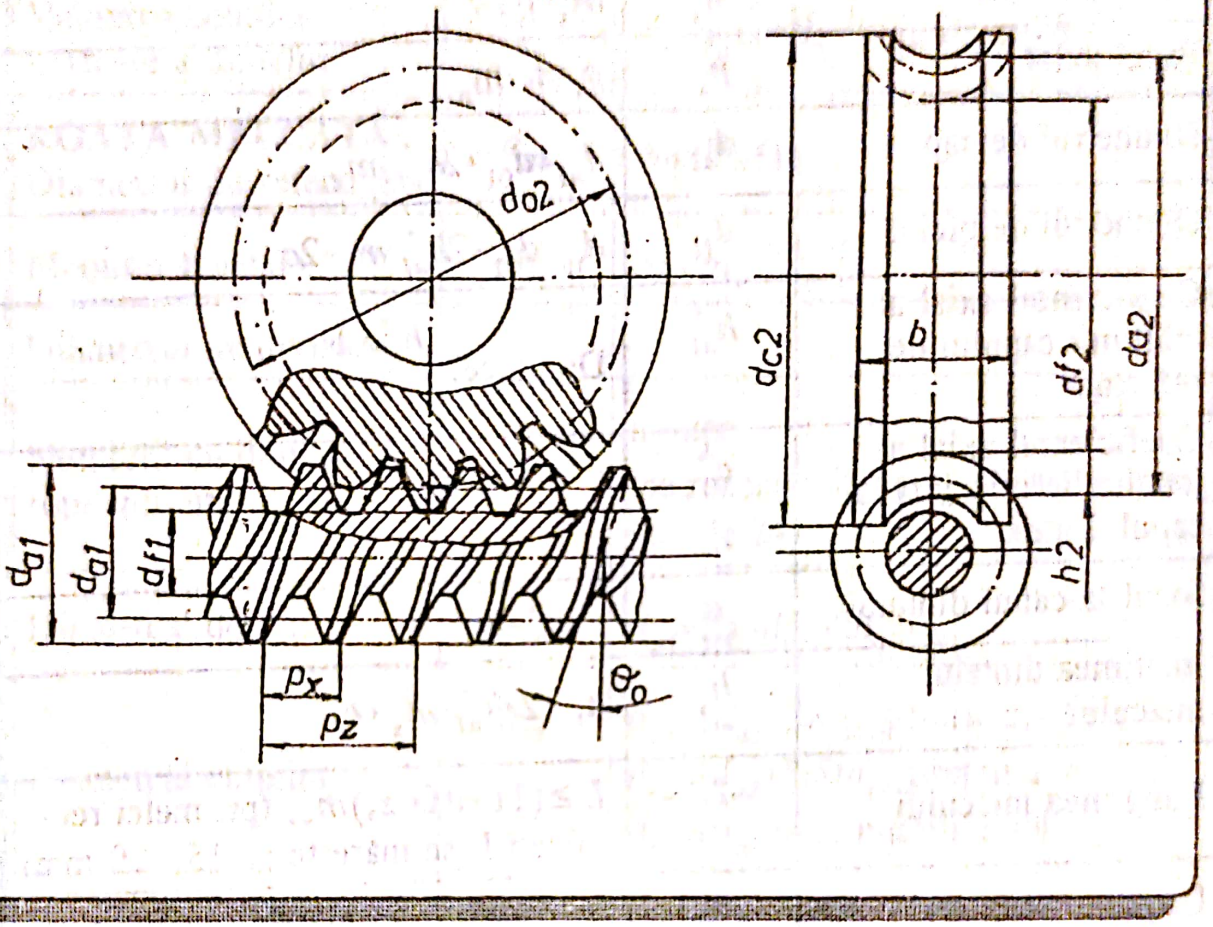


Fig.8.23. Angrenaj melcat

Tabelul 13. *Principalele elemente dimensionale pentru angrenaje melcate*

Parametrul	Simbolul	Formula
1	2	3
MELCUL Diametrul de referinţă	d_{01}	$d_{01}=m\,q$
Coeficientul diametral	q	$q=\frac{d_{01}}{m_x}$ (vezi valorile din STAS 6845-82)

1	2	3
Modulul axial	m_x	$m_x = p_x/\pi$
Pasul axial	p_x	$p_x = \pi \cdot m_x$
Diametrul de cap	d_{a1}	$d_{a1} = d_{01} + 2h_{a1}^* \cdot m_x$
Diametrul de picior	d_{f1}	$d_{f1} = d_{01} - 2h_{a1}^* \cdot m_x - 2c$
Coeficientul axial al înălţimii capului de referinţă	h_{a1}^*	De obicei: $h_{a1}^* = 1$
Coeficientul axial al jocului de referinţă la capul dintelui	c^*	$c^* = 0{,}2 \ldots 0{,}3$
Jocul la capul dintelui	c	$c = c^* \cdot m_x$
Înălţimea dintelui melcului	h_1	$h_1 = 2 \cdot h_{a1}^* \cdot m_x + c$
Lungimea melcului	L	$L \geq (11 + 0{,}06 z_2) m_x$; (pt. melci rectificaţi L se măreşte cu 15...20 mm)
Unghiul elicei de referinţă	θ_0	$tg\,\theta_0 = \frac{mz_1}{d_{01}} = \frac{Z_1}{q} = \frac{p_x}{\pi \cdot d_{01}}$
Numărul de începuturi (de dinţi) a melcului	z_1	$z_1 = 1 \ldots 4$
Pasul elicei	p_z	$p_z = z_1 \cdot p_x = z_1 \cdot \pi \cdot m_x = \pi d_{01} \cdot tg\,\theta_0$
Unghiul de presiune (de angrenare) normal, de referinţă	α_{on}	$\alpha_{0n} = 20^0$, la melci arhimedici; $\alpha_{on} = 20^0$, la melci evolventici şi convoluţi
Unghiul de presiune axial de referinţă	α_{ox}	
Grosimea dintelui într-o secţiune axială	$\bar{S}_a$	$\bar{S}_a = 0{,}5\,\pi m_x$

1	2	3
Valoarea coardei normale a dintelui	$\bar{S}_n$	$\bar{S}_n=\bar{S}_a\cos\theta_0=0{,}5\pi m_x\cos\theta_0$
ROATA MELCATĂ Diametrul de referinţă	d_{02}	$d_{02}=m_x z_2$
Modulul frontal	m_t	$m_t=m_x$
Diametrul de divizare	d_2	
Numărul de dinţi ai roţii melcate	z_2	$z_2=z_1 i$ (se recomandă ca z_2 să nu fie mai mic de 24)
Diametrul de cap	d_{a2}	$d_{a2}=2a-d_{01}+2h_{a1}^{*}m_x$
Diametrul exterior	d_{c2}	$d_{c2}\le d_{a2}+2m_t$, pentru $z_1=1$; $d_{c2}\le d_{a2}+1{,}5m_t$, pentru $z_1=2\ldots3$; $d_{c2}\le d_{a2}+m_t$, pentru $z_1=4$
Raza curburii de cap	R	$R=0{,}5d_{01}-m_t$
Lăţimea danturii	b	$b\le 0{,}75d_{a1}$, pentru $z_1\le 3$ $b\le 0{,}67d_{a1}$, pentru $z_1=4$
Dimensiunea teşirii colţurilor danturii	e	$e\approx 0{,}65m_t$
Deplasarea specifică frontală a danturii	ξ_{t2}	
Distanţa între axe în angrenaj	a	$a=0{,}5m_t(q+z_2+2\xi_{t2})$
Diametrul de picior	d_{f2}	$2a-d_{01}-2h_{a1}^{*}m_x-2c-2h_{01}$

Scanned with OKEN Scanner

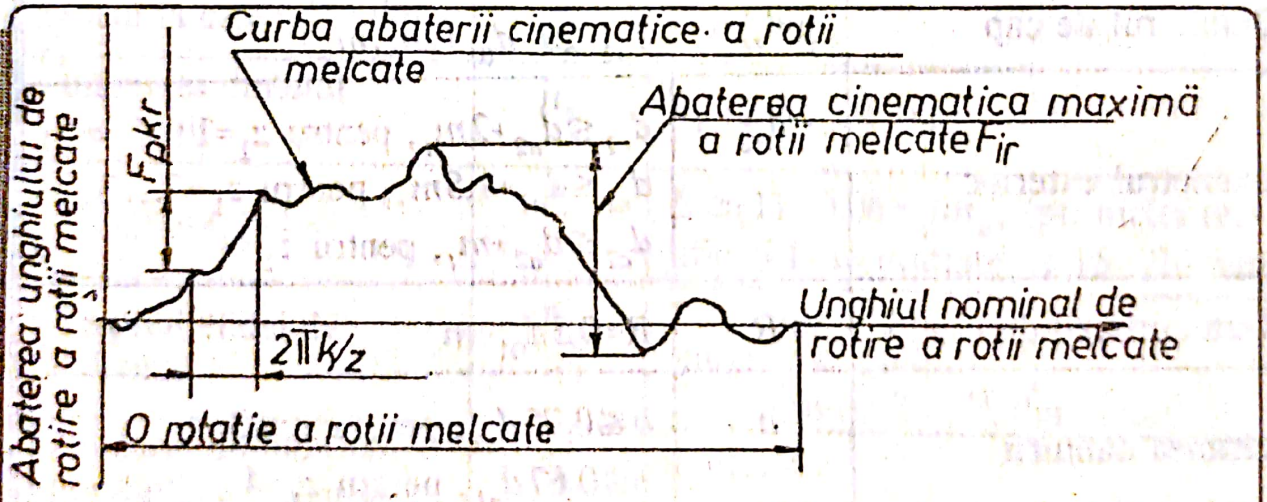
3.1. Indici de precizie pentru angrenajele melcate cilindrice

În STAS 6451-81, se stabilesc aceleaşi trei criterii de precizie, pentru elementele angrenajelor melcate cilindrice metalice şi perechilor de elemente melcate (fără carcasă) cu melci cilindrici (arhimedici, evolventici, convoluţi, generaţi cu freză disc dublu conică, generaţi cu freză deget conică) şi anume:

- criteriul de precizie cinematică;
- criteriul de funcţionare lină;
- criteriul de contact dintre dinţii roţii şi spiralele melcului.

● CRITERIUL DE PRECIZIE CINEMATICĂ este caracterizat prin următorii indici şi complexe de indici de precizie:

■ *Abaterea cinematică maximă a roţii melcate* (F_{ir}'), definită ca diferenţa algebrică maximă a valorilor abaterilor cinematice ale roţii melcate, în limitele unei rotaţii a acesteia.



k - numărul întreg de paşi unghiulari de la 2 la z/2
z - numărul de dinţi z_2 ai roţii melcate sau numărul de începuturi z_1 ale melcului.

Fig.8.24. Abaterea cinematică a roţii melcate (STAS 6461-81)
k - numărul întreg de paşi unghiulari de la 2 la z/2;
z - numărul de dinţi z_2 ai roţii melcate sau numărul de începuturi z_1 ale melcului

Abaterea cinematică a roţii melcate (fig.8.24) este diferenţa (exprimată în lungime de arc pe cercul de divizare ale roţii melcate) dintre unghiul de rotire real şi cel nominal al roţii melcate pe axul său de lucru (axul în jurul căruia se roteşte în timpul angrenării), în angrenare cu melcul etalon (executat cu două trepte mai precis decât melcul care se controlează), la distanţa nominală de aşezare reciprocă a axelor.

■ ***Abaterea cumulată a pasului roţii melcate*** (F_{pr}), egala cu diferenţa algebrică maximă a abaterilor cumulate, gasite pentru toate mărimile k, în limitele de la 2 la z/2, cu rotunjirea la numărul întreg superior, unde z este numărul de dinţi ai roţii melcate.

■ ***Abaterea cumulată peste k paşi, la roata melcată*** (F_{pkr}) - este abaterea cinematică a roţii melcate, la rotirea acesteia cu k paşi unghiulari întregi.

■ ***Abaterea de rostogolire a roţii melcate*** (F_{cr}) - este componentă a abaterii cinematice a roţii melcate, care se determină la rotirea acesteia pe axul tehnologic (axul pe care se roteşte în procesul de prelucrare mecanică finală a dinţilor pe ambele flancuri) eliminând abaterile ciclice a căror frecvenţă este egală cu numărul de dinţi ai roţii melcate împărţit la numărul de începuturi ale melcului şi frecvenţe multiple mai mari.

■ ***Bătaia radială a danturii la roata melcată*** (F_{rr}) - este diferenţa maximă, în limitele unei rotaţii a roţii melcate, a distanţei dintre axul său de lucru până la coarda de contact a golului în secţiunea sa normală.

Coarda de contact a roţii melcate (respectiv, spirei melcului) este coarda golului (sau dintelui) care subîntinde punctele de contact potenţiale, situate pe suprafeţe diferite ale golului (sau dintelui).

■ ***Variaţia distanţei de măsurat dintre axe la o rotaţie completă a roţii melcate*** (F''_{ir}), egală cu diferenţa dintre valorile maximă şi minimă a distanţei de măsurat, la angrenarea pe două flancuri a melcului etalon cu roata melcată, la rotirea acesteia cu o rotaţie completă (fig.8.25).

■ ***Toleranţa abaterii cinematice maxime a roţii melcate*** (F'_i), dată de relaţia:

$$F_i' = F_p + f_{f_2} \qquad (7)$$

în care: F_p este toleranţa abaterii cumulate a pasului roţii melcate ($F_p = F_{pk}$, pentru $k = z_2/2$ sau număr întreg imediat superior);

f_{f_2} - toleranţa abaterii profilului la dintele roţii (se va vedea).

Scanned with OKEN Scanner

■ *Abaterea cumulată a pasului roţii melcate (F_{pr}) şi abaterea cumulată peste k paşi (F_{pkr}).*

■ *Abaterea de rostogolire a roţii melcate (F_{cr}) şi bătaia radială a danturii la roata melcată (F_{rr}).*

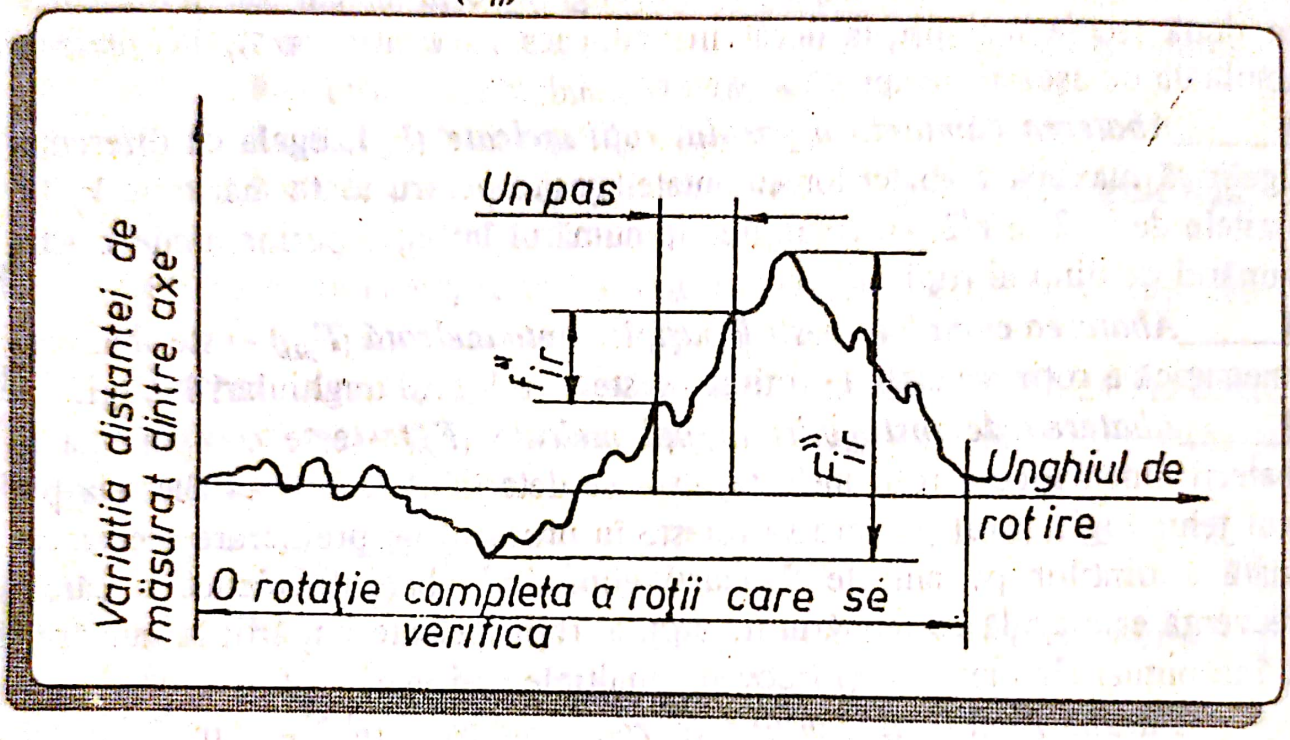


Fig.8.25. Variaţia distanţei de măsurat dintre axe (STAS 6461-81)

■ *Variaţia distanţei de măsurat dintre axe la o rotaţie completă a roţii melcate (F''_{ir}) şi abaterea de rostogolire a roţii melcate (F_{cr}).*

● CRITERIUL DE FUNCŢIONARE LINĂ este caracterizat prin următorii indici şi complexe de indici de precizie:

■ *Abaterea profilului la spira melcului (f_{flr})* - este distanţa măsurată pe normală, dintre două profile teoretice ale flancului, între care se plasează profilul efectiv, în limitele profilului utilizabil (fig.8.26). În fig.8.27, este reprezentată abaterea profilului la dintele roţii (f_{f2r}), definită la fel.

■ *Abaterea ciclică a roţii melcate (f_{zkr})* este amplitudinea dublă a componentei armonice a abaterii cinematice a roţii melcate (fig.8.28).

■ *Variaţia distanţei de măsurat dintre axe la rotirea roţii melcate cu un dinte (f''_{ir})*, definită la fel ca F''_{ir}, doar că se consideră la rotirea roţii melcate cu un pas unghiular.

Scanned with OKEN Scanner

■ ***Abaterea pasului frontal la roata melcată*** (f_{ptr}).

Abaterea pasului (fig.8.29) - reprezintă abaterea cinematică a melcului (sau roţii melcate), la rotirea acestuia cu un pas unghiular normal ($2\pi/z_1$ - la melc, sau $2\pi/z_2$ - la roata melcată).

Se consideră:

- abaterea pasului axial la melc (f_{pxr}), cu abaterile $\pm f_{px}$ şi
- abaterea pasului frontal la roata melcată, cu abaterile $\pm f_{pt}$.

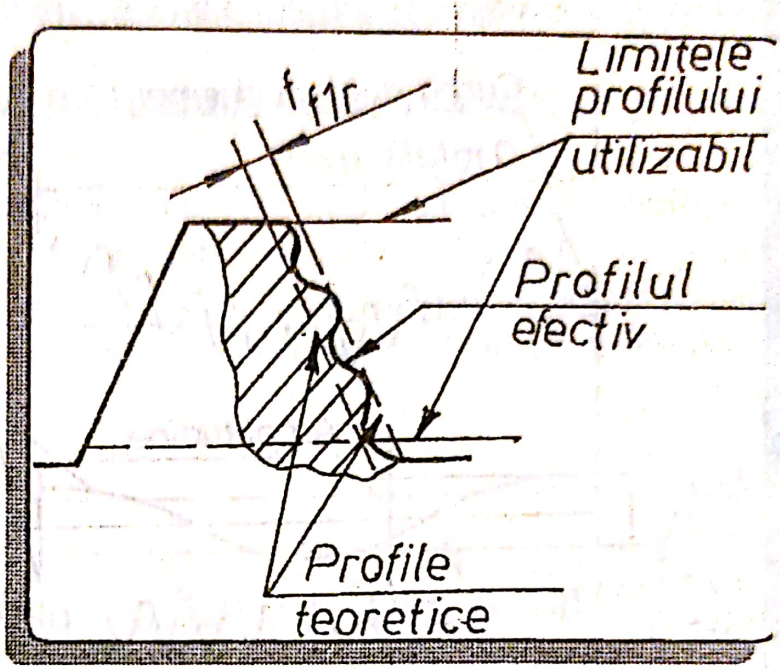


Fig.8.26. Abaterea profilului la spira melcului (STAS 6461-81)

■ ***Abaterea suprafeţei elicoidale a spirei melcului*** (f_{hsr}), şi ***bătaia radială a danturii la melc*** (f_{rr}).

Abaterea suprafeţei elicoidale a spirei melcului este egală cu distanţa maximă măsurată pe normală, în limitele suprafeţei active a spirei melcului şi suprafaţa osculatoare convenţională dispusă coaxial cu suprafaţa generatoare a frezei-melc cu care se face prelucrarea de finisare a danturii roţii melcate.

■ ***Abaterea elicei melcului în limitele unei rotaţii a melcului*** (f_{hr}) şi ***abaterea elicei melcului pe întreaga lungime a melcului*** (f_{hkr}).

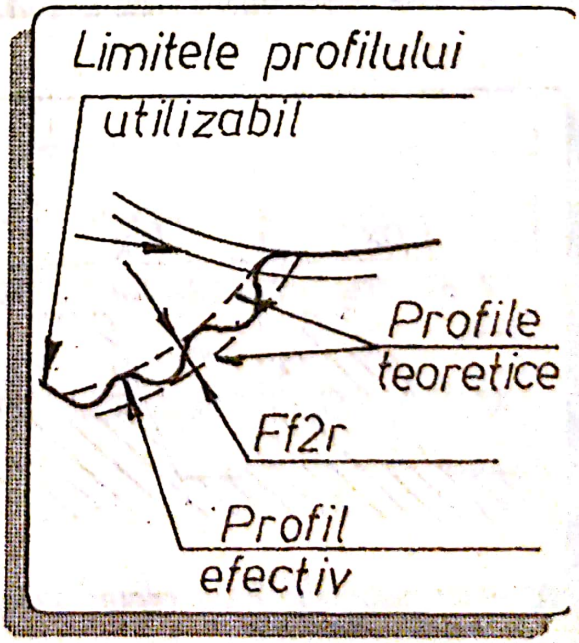


Fig.8.27. Abaterile profilului la dintele roţii (STAS 6461-81)

Scanned with OKEN Scanner

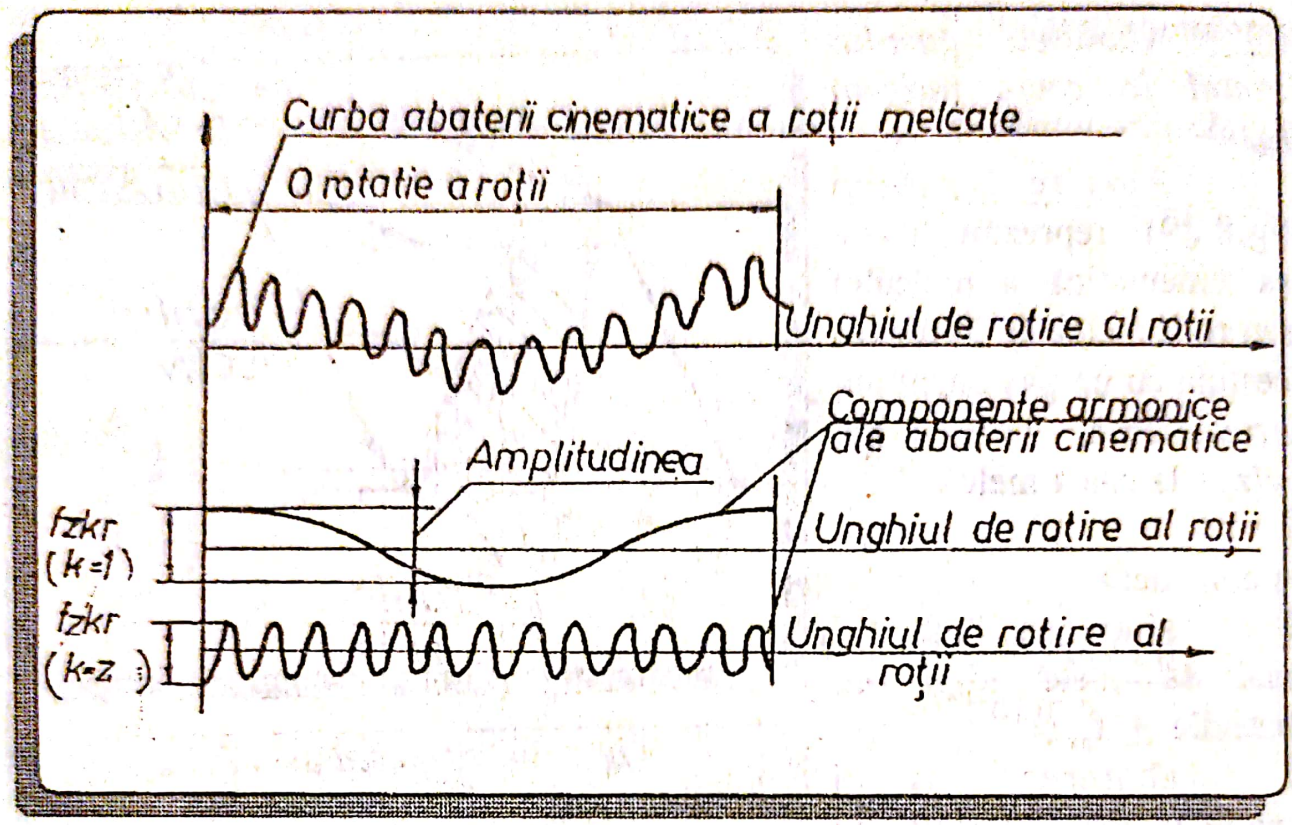


Fig.8.28. Abaterea ciclică a roții melcate (STAS 6461-81)

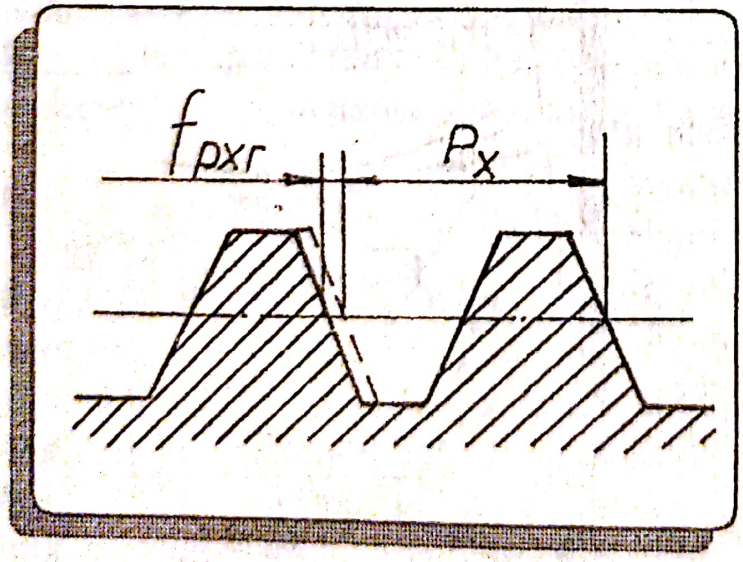


Fig.8.29. Abaterea pasului (STAS 6461-81)

Abaterea elicei melcului (fig.8.30) este distanţa măsurată pe normală, dintre două elice teoretice, care se găsesc pe un cilindru coaxial cu axa melcului şi care limitează curba de intersecţie a flancului spirei melcului cu acest cilindru. În cazul când melcul are mai multe începuturi, abaterea elicei se determină pentru fiecare început.

■ ***Abaterea profilului la spira melcului*** (f_{fkr}) ***şi bătaia radială a danturii la melc*** (f_r).

■ ***Abaterea pasului frontal la roata melcată*** şi ***abaterea profilului la dintele roţii*** (f_{f2r}).

■ ***Abaterea ciclică a angrenajului*** (f_{zkor}) şi ***abaterea ciclică a frecvenţei dinţilor, în angrenajul melcat*** (f_{zzor}).

Abaterea ciclică a angrenajului este egală cu dublul amplitudinii componentei armonice a abaterii cinematice a angrenajului.

Abaterea ciclică a frecvenţei dinţilor în angrenajul melcat este abaterea ciclică cu frecvenţa de repetare egală cu frecvenţa de intrare a dinţilor în angrenare.

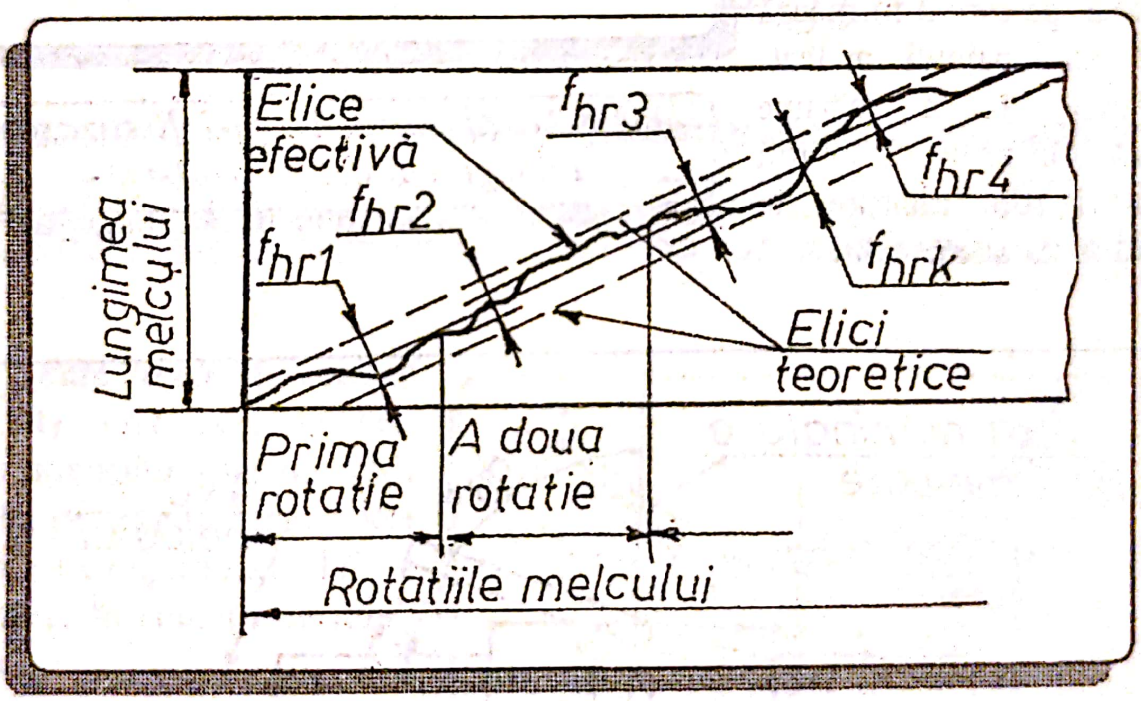


Fig.8.30. Abaterea elicei melcului (STAS 6461-81)

● CRITERIUL DE CONTACT dintre dinţii roţii şi spirele melcului este caracterizat prin următorii indici şi complexe de indici de precizie:

■ ***Abaterea distanţei dintre axe în angrenaj*** (f_{ar}) şi ***abaterea unghiului dintre axe*** ($f_{\Sigma r}$).

Scanned with OKEN Scanner

Distanţa nominală de măsurat dintre axe "a" (fig.8.31) este distanţa de calcul dintre axele roţii şi melcului, în angrenaj montat.

Abaterea unghiului dintre axe, (fig.8.32) reprezintă diferenţa dintre unghiul efectiv şi unghiul nominal, pe care îl formează axele angrenajului melcat. Se exprimă ca mărime liniară prin proiecţia lăţimii coroanei roţii melcate, în planul axial al melcului.

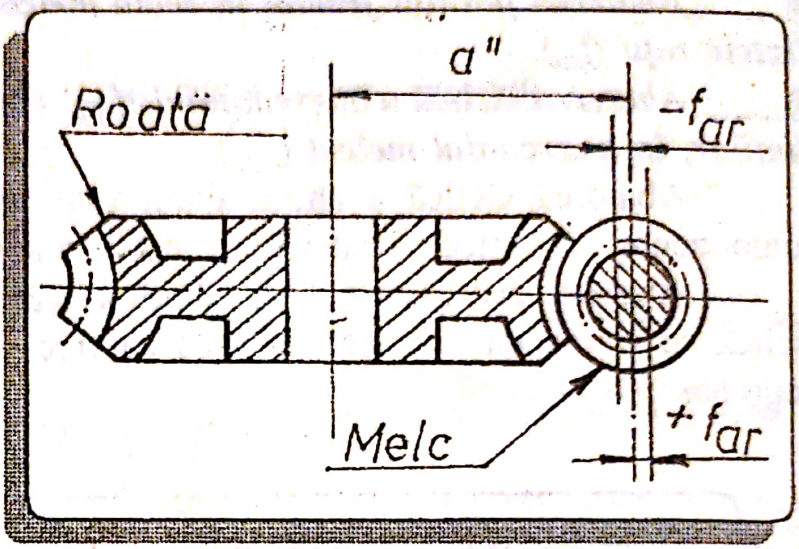


Fig.8.31. Abaterea distanţei dintre axe în angranaj (STAS 6461-81).

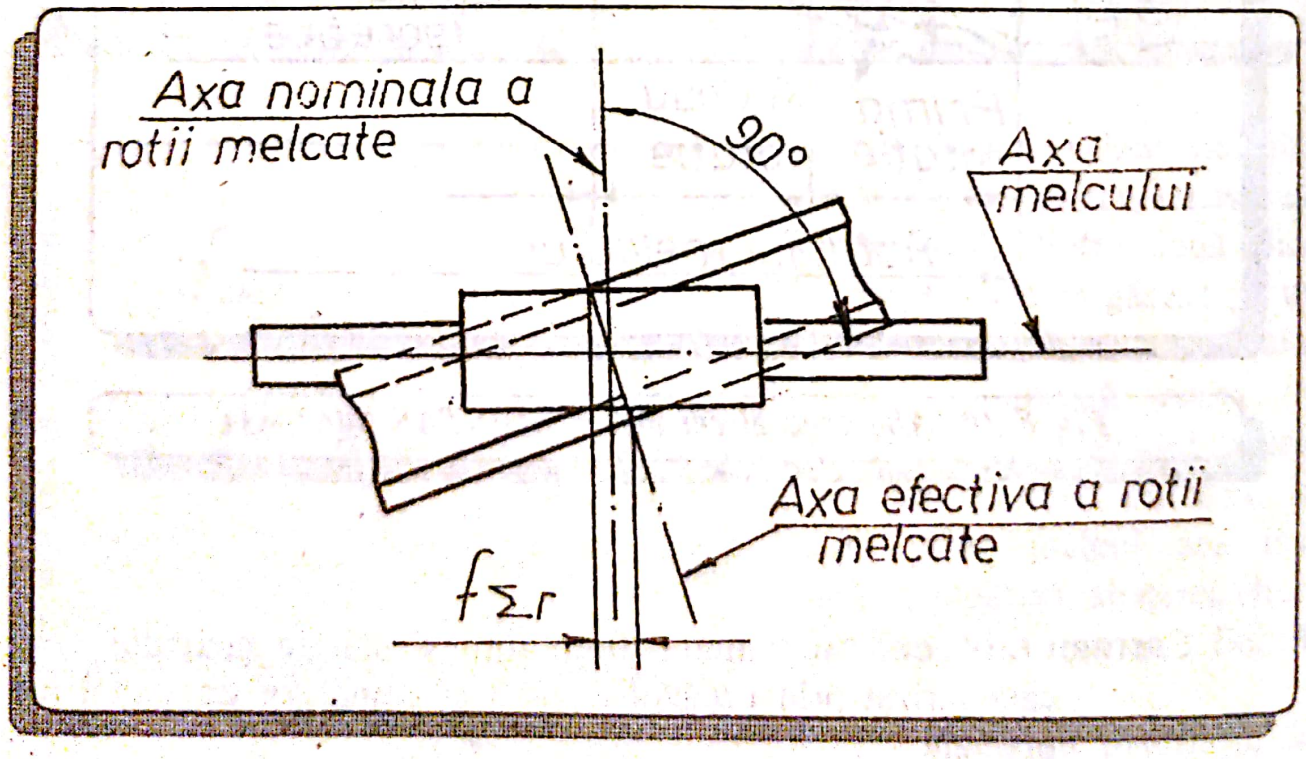


Fig.8.32. Abaterea distanţei dintre axe (STAS 6461-81)

Scanned with OKEN Scanner

■ *Deplasarea planului median al roţii melcate în angrenaj (f_{xr})*, este egală cu distanţa dintre planul median al roţii melcate şi normala comună la axa roţii melcate şi a melcului când angrenajul este asamblat (fig.8.33).

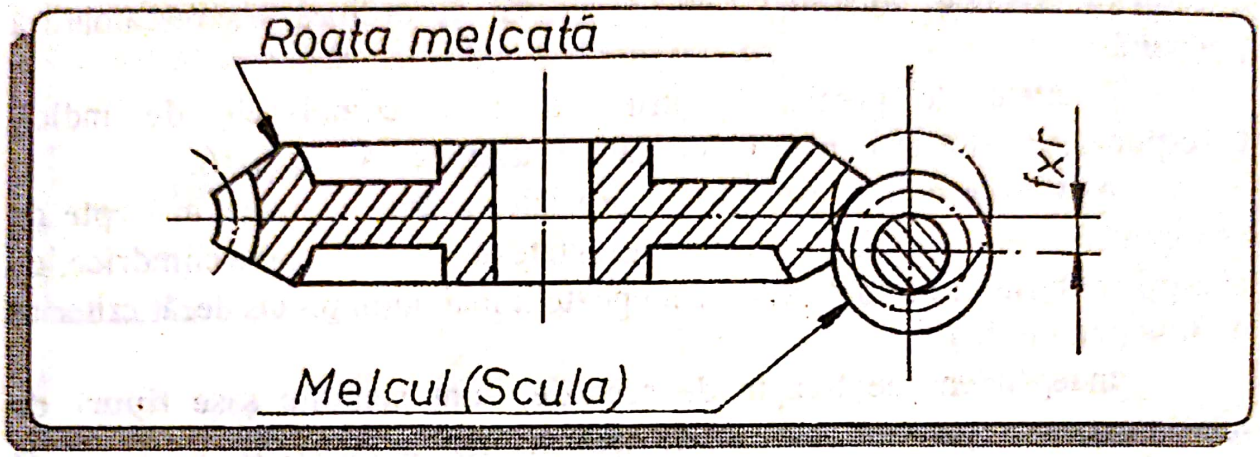


Fig.8.33. Deplasarea planului median al roţii melcate (STAS 6461-81)

■ *Pata totală de contact* (fig.8.34) - este suprafaţa efectivă a flancului dintelui roţii melcate, pe care se află urmele de contact cu spira melcului, la angrenare, în condiţii de funcţionare.
Ea se determină în procente:

- pe lungimea dintelui:

$$\frac{a-c}{b}\cdot 100\% \qquad (8)$$

- pe înălţimea dintelui coroanei:

$$\frac{h_m}{h_u}\cdot 100\% \qquad (9)$$

unde h_u este înălţimea flancului utilizabil.

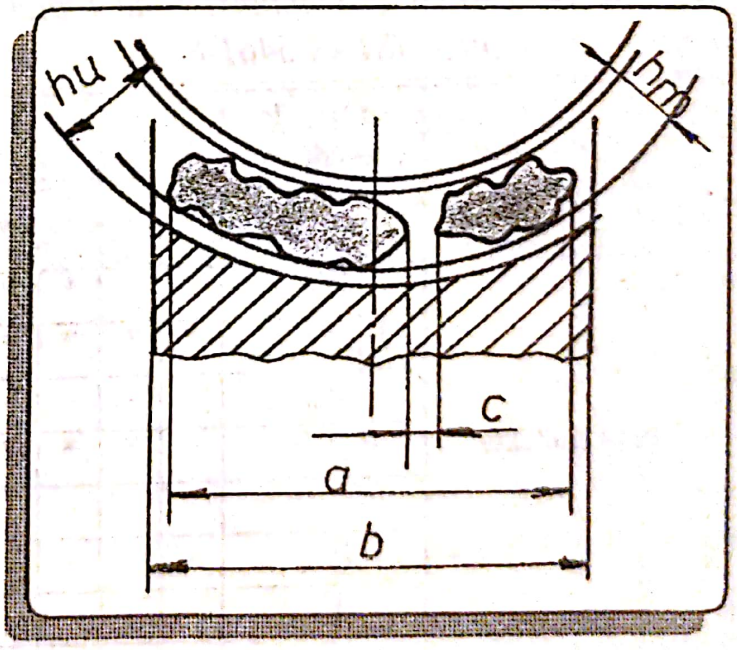


Fig.8.34. Pata de contact

Scanned with OKEN Scanner

3.2. *Toleranţele angrenajelor melcate*

În STAS 6461-81, sunt prevăzute 12 trepte de precizie, pentru fiecare criteriu de precizie, notate cu 1, 2, 3,...., 12, în ordinea descrescătoare a preciziei.

Treptele de precizie pentru indicii şi complexele de indici, corespunzător celor trei criterii sunt date în tabelele 14, 15 şi 16.

Asocierea dintre criteriile de precizie, având toleranţe în trepte de precizie diferite se face în condiţiile prezentate de la angrenajele cilindrice, cu excepţia criteriului de contact, care nu poate fi mai puţin precis decât criteriul de funcţionare lină.

Independent de treapta de precizie, sunt stabilite şase **tipuri de ajustaje** pentru perechea melc-roată melcată, notate cu A, B, C, D, E, H (vezi fig.8.17) şi **opt tipuri de toleranţe ale jocurilor dintre flancuri,** notate x, y, z, a, b, c, d, h (fig.8.17). Corespondenţa dintre tipul ajustajului, tipul toleranţei jocului dintre flancuri şi treptele de precizie este dată în tabelul 17.

Tabelul 14. *Indicii şi complexele de indici de precizie pentru criteriul de precizie cinematică (STAS 6461-81)*

Obiectul de controlat	Indicii de precizie sau complexul de indici	Treapta de precizie											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Roata melcată	F'_{ir}	*	*	*	*	*	*	*	*	-	-	-	-
	F_{pr}; F_{pkr}	*	*	*	*	*	*	-	-	-	-	-	-
	F_{pr}	-	-	-	-	-	-	*	*	-	-	-	-
	F_{cr}; F_{rr}	*	*	*	*	*	*	*	*	-	-	-	-
	F''_{ir}; F_{cr}	-	-	-	-	-	-	-	*	-	-	-	-
	F''_{ir}	-	-	-	-	-	-	-	-	*	*	*	*
	F_{rr}	-	-	-	-	-	-	-	-	*	*	*	*
Perechea de elemente melcate şi angrenajul melcat	F'_i	*	*	*	*	*	*	*	*	-	-	-	-

Tabelul 15. *Indicii şi complexele de indici pentru criteriul de funcţionare lin (STAS 6461-81)*

Obiectul de controlat	Indicii de precizie sau complexul de indici	Treapta de precizie											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Melcul	f_{hsr}; f_{rr}	-	*	*	*	*	*	-	-	-	-	-	-
	f_{hr}; f_{hkr}	-	*	*	*	*	*	-	-	-	-	-	-
	f_{hr}; f_{hkr}; f_{flr}; f_{rr}	-	-	-	*	*	*	*	*	-	-	-	-
	f_{pxr}; f_{rr}; f_{flr}	-	-	-	-	-	-	*	*	*	*	*	*
Roata melcată	f_{zkr}	-	*	*	*	*	*	*	-	-	-	-	-
	f''_{ir}	-	-	-	-	-	-	-	*	*	*	*	*
	f_{ptr}; f_{f2r}	-	-	-	-	*	*	*	*	-	-	-	-
	f_{ptr}	-	-	-	-	-	-	-	*	*	*	*	*
Perechea de elemente melcate şi angrenajul melcat	f_{zkor}; f_{zzor}	-	*	*	*	*	*	*	*	-	-	-	-

Tabelul 16. *Indicii şi complexele de indici de precizie pentru criteriu contactului (STAS 6461-81)*

Obiectul de controlat	Indici de precizie sau complexul de indici	Treapta de precizie											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Perechea de elemente melcate şi angrenajul melcat cu poziţia axelor nereglabilă	Pata totală de contact	-	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
Angrenajul melcat cu poziţia axelor nereglabilă	f_{ar}; $f_{\Sigma r}$	-	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
Perechea de elemente melcate şi angrenajul melcat cu poziţia axelor reglabilă	Pata totală de contact	-	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*

Scanned with OKEN Scanner

Corespondenţa dată în tabelul 17 poate fi modificată folosindu-se, după caz, şi toleranţele x, y, z, pentru jocul între flancuri.

Tabelul 17. *Corespondenţa dintre tipul ajustajului şi tipul toleranţei jocului dintre flancuri (STAS 6461-81)*

Ajustajul	A	B	C	D	E	H
Treapta de precizie	5-12	5-12	3-9	3-8	1-6	1-6
Tipul toleranţei jocului dintre flancuri	a	b	c	d	h	

Notarea preciziei angrenajelor melcate se face la fel ca la roţile dinţate cilindrice şi conice, iar notarea elementelor danturii, pe desenele de execuţie - conform STAS 5013/4-82.

4. Toleranţele angrenajelor cu cremalieră

Principalele elemente dimensionale ale unei cremaliere (fig.8.35), sunt:

- unghiul de înclinare a flancurilor ($\alpha = 20°$);
- pasul (p);
- înălţimea dintelui (h);
- înălţimea capului dintelui (h_1);
- înălţimea piciorului dintelui (h_2);
- raza de rotunjire;
- jocul la picior.

Scanned with OKEN Scanner

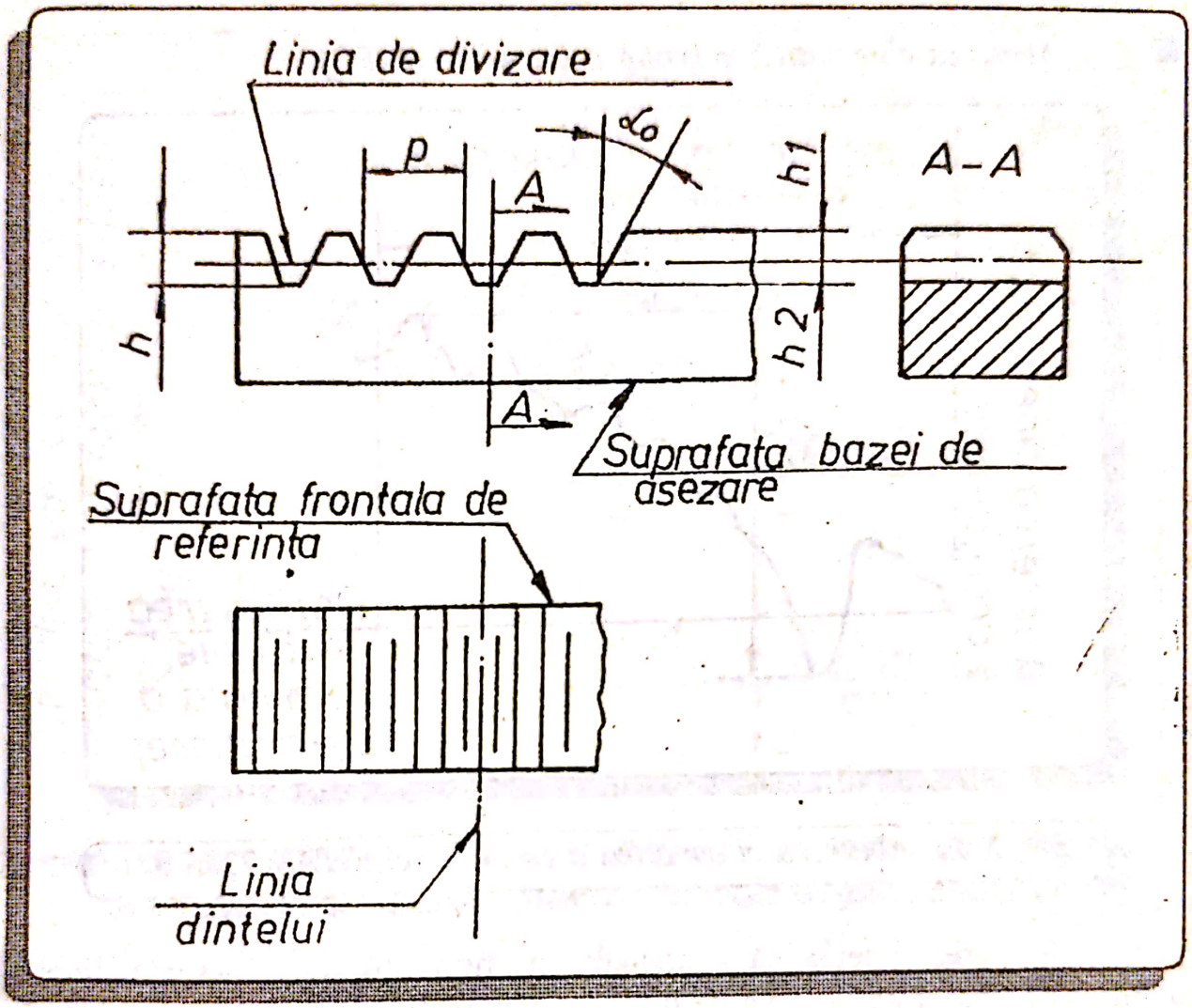


Fig. 8.35. Cremaliera

4.1. Indicii de precizie pentru angrenajele cu cremalieră

Terminologia, simbolurile şi valorile limită ale erorilor şi abaterilor elementelor cremalierelor şi angrenajelor cu cremalieră sunt date în STAS 7392-81.

Sunt standardizate aceleaşi trei criterii de precizie, ca şi pentru cazurile prezentate mai înainte, criterii caracterizate prin următorii indici sau complexe de indici de precizie:

Scanned with OKEN Scanner

CRITERIUL DE PRECIZIE CINEMATICĂ

■ ***Abaterea cinematică maximă a cremalierei*** (F'_{ir}).

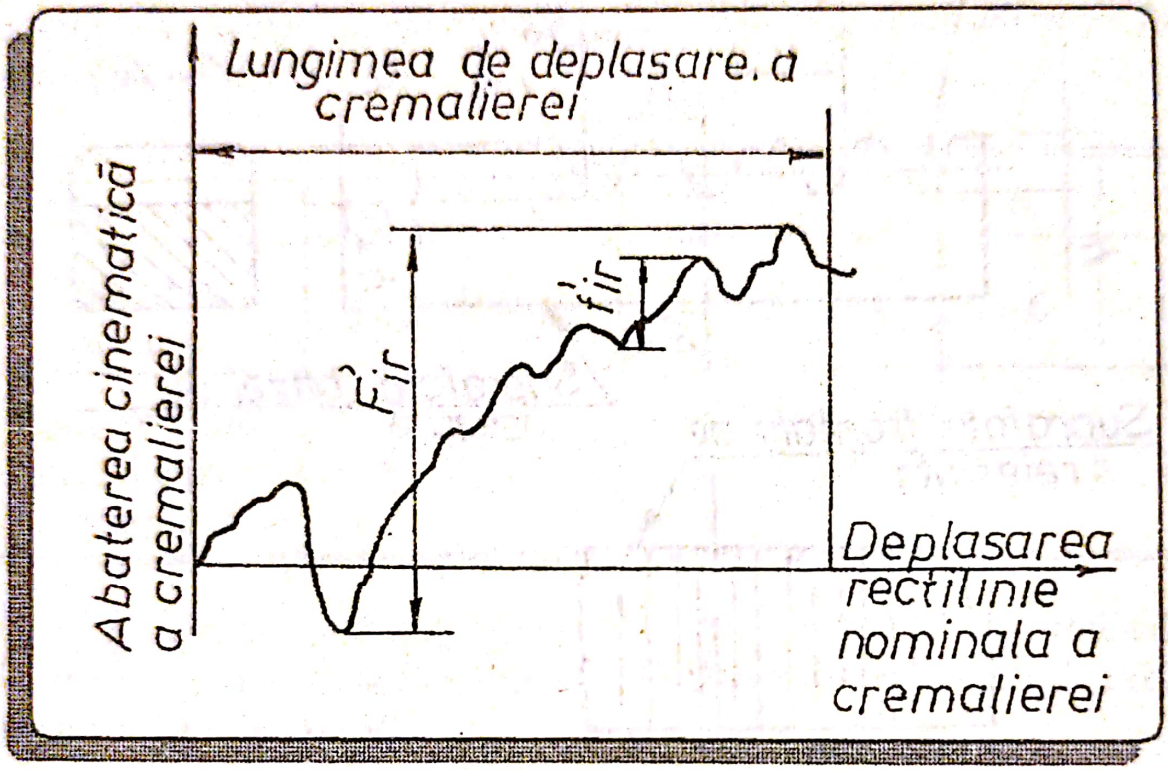


Fig.8.36. Abaterea cinematică a cremalierei (STAS 7395-81)

Abaterea cinematică a cremalierei (fig.8.36) este diferenţa dintre deplasarea (măsurată pe linia de divizare a cremalierei) rectilinie efectivă şi cea nominală (calculată) a cremalierei conduse, în cazul angrenării cu o roată dinţată, pentru o poziţie relativ exactă dintre axa roţii şi suprafeţele de referinţă ale cremalierei. Se definesc:

- abaterea cinematică locală a cremalierei (f'_{ir}), egală cu diferenţa maximă dintre valorile locale alăturate, de obicei în cadrul unui pas, din diagrama abaterii cinematice a cremalierei;
- abaterea cinematică maximă a cremalierei (F'_{ir}), egală cu diferenţa algebrică maximă a valorilor abaterii cinematice a cremalierei.

■ ***Deviaţia cumulată a pasului cremalierei*** (F_{pcr}) şi ***abaterea cumulată a pasului cremalierei*** (F_{pr}).

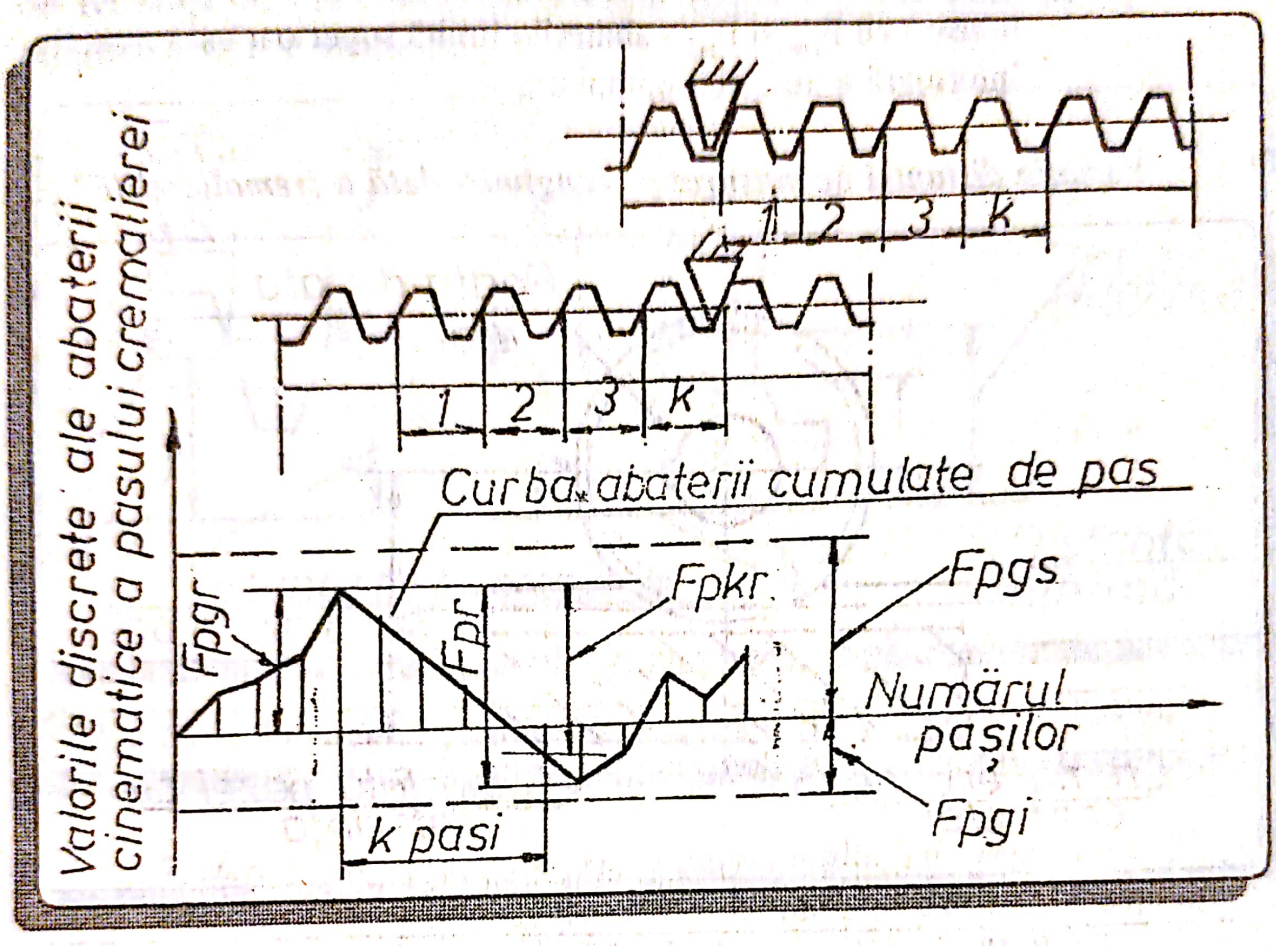


Fig.8.37. Abaterea cumulată a pasului cremalierei (STAS 7395-81)

Abaterea cumulată a pasului cremalierei reprezintă diferenţa algebrică maximă a valorilor abaterilor cumulate ale pasului, determinată pentru valorile k = 2, ..., (z-1), unde z este numărul de dinţi pe lungimea dată a cremalierei (fig.8.37). Se definesc:

- abaterea cumulată a pasului cremalierei (F_{pr}),
- abaterea cumulată pe k paşi ai cremalierei (F_{pkr}), egală cu abaterea cumulată maximă a pasului, determinată pentru valoarea dată de k paşi întregi, unde k > 2;
- deviaţia cumulată a pasului cremalierei (F_{pgr}), egală cu valoarea discretă maximă, pozitivă sau negativă, a abaterii cinematice

a cremalierei, determinată pentru valorile k = 2, .., (z-1); se notează cu F_{pgs} şi F_{pgi} - abaterile limită superioară şi respectiv inferioară a deviaţiei cumulate.

■ *Variaţia distanţei de măsurat pe lungimea dată a cremalierei (F''_{ir}).*

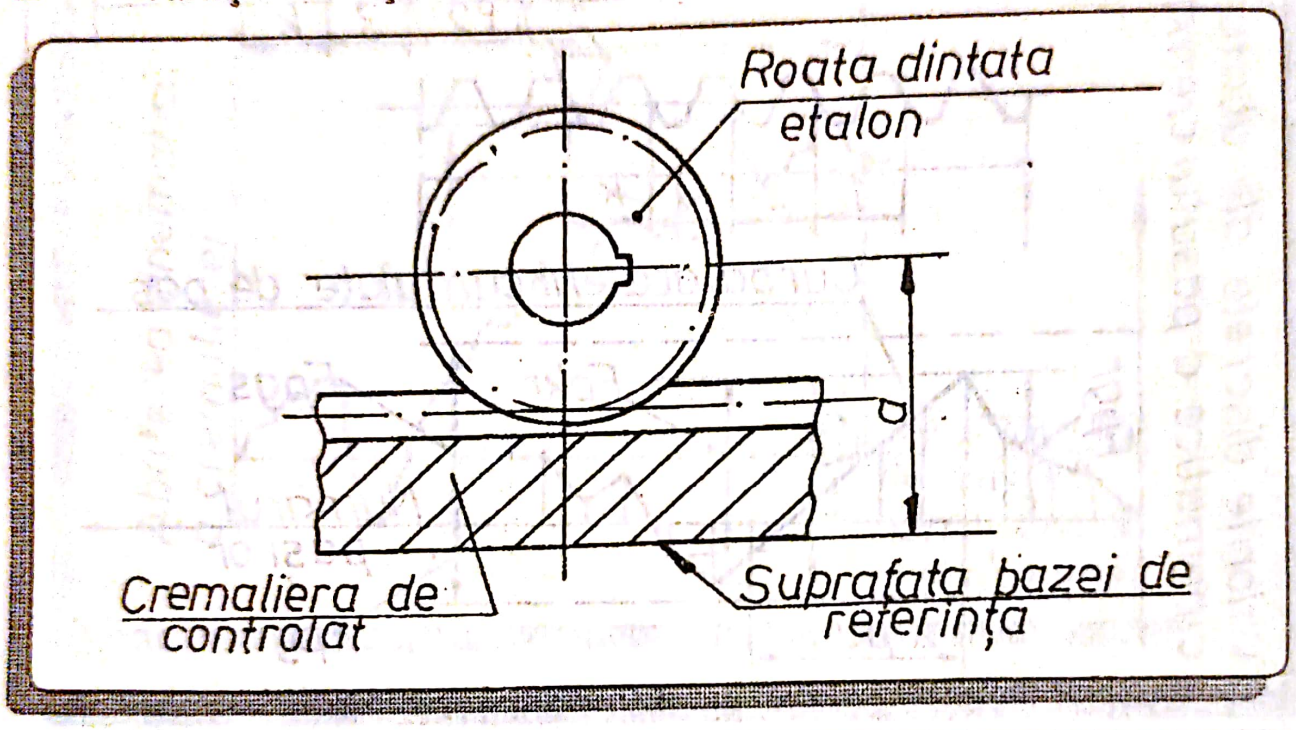


Fig.8.38. Distanţa nominală de măsurat (STAS 7395-81)

Distanţa nominală de măsurat (a) (fig.8.38) reprezintă diferenţa dintre axa roţii etalon şi suprafaţa bazei de referinţă a cremalierei de controlat, în cazul angrenării lor pe două flancuri. Se definesc:

- variaţia distanţei de măsurat pe lungimea dată a cremalierei (F''_{ir}), egală cu diferenţa dintre valorile maximă şi minimă a distanţei de măsurat efective, pe orice porţiune a cremalierei pe lungimea dată;
- variaţia distanţei de măsurat pe un dinte (f''_{ir}), definită la fel ca mai sus, dar se determină pe lungimea de un pas.

■ *Variaţia deplasării de subţiere a dintelui (F_{rr})*, egală cu diferenţa maximă a distanţelor de la grosimile egale ale dinţilor până la suprafaţa bazei

de referinţă în orice secţiune frontală (fig.8.39). Se determină pe orice porţiune dată a cremalierei.

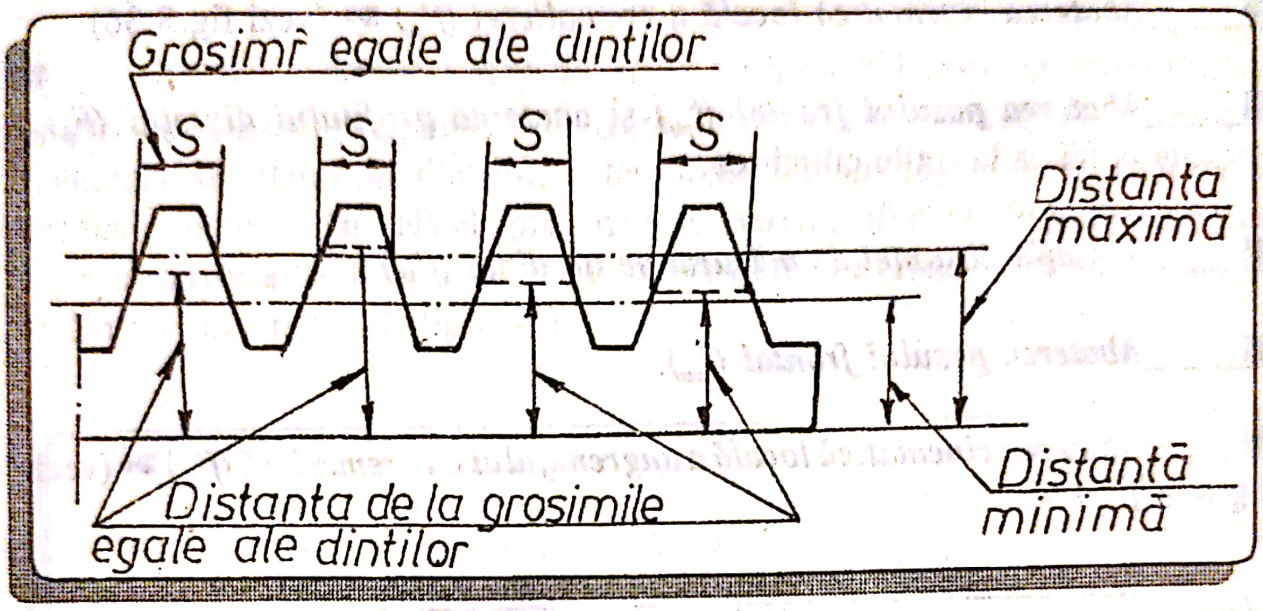


Fig.8.39. Variaţia deplasării de subţiere a dintelui (STAS 7395-81)

■ ***Abaterea cinematică maximă a angrenajului cu cremalieră*** (F'_{ior}).

Abaterea cinematică a angrenajului cu cremalieră este diferenţa dintre deplasările rectilinii (măsurate pe linia de divizare a cremalierei) efectivă şi nominală (calculată) a cremalierei condusă de către roata conjugată (fig.8.40). Se definesc:

- abaterea cinematică maximă a angrenajului cu cremalieră (F'_{ior}), egală cu diferenţa algebrică maximă a valorilor abaterii cinematice a angrenajului cu cremalieră, la deplasarea cremalierei pe o lungime dată;

- abaterea cinematică locală a angrenajului cu cremalieră (f'_{ior}), egală cu diferenţa maximă dintre valorile locale alăturate, de obicei în cadrul unui pas, din diagrama abaterii cinematice a angrenajului cu cremalieră.

● CRITERIUL DE FUNCŢIONARE LINĂ:

■ ***Abaterea cinematică locală a cremalierei*** (f'_{ir}) ➤➤ (vezi fig.8.36).

■ ***Abaterea pasului frontal*** (f_{ptr}) şi ***abaterea profilului dintelui*** (F_{fr}), definite la fel ca la roţile cilindrice.

■ ***Variaţia distanţei de măsurat pe un dinte*** (f''_{ir}).

■ ***Abaterea pasului frontal*** (f_{ptr}).

■ ***Abaterea cinematică locală a angrenajului cu cremalieră*** (f'_{io}) ➤➤ (vezi fig.8.40).

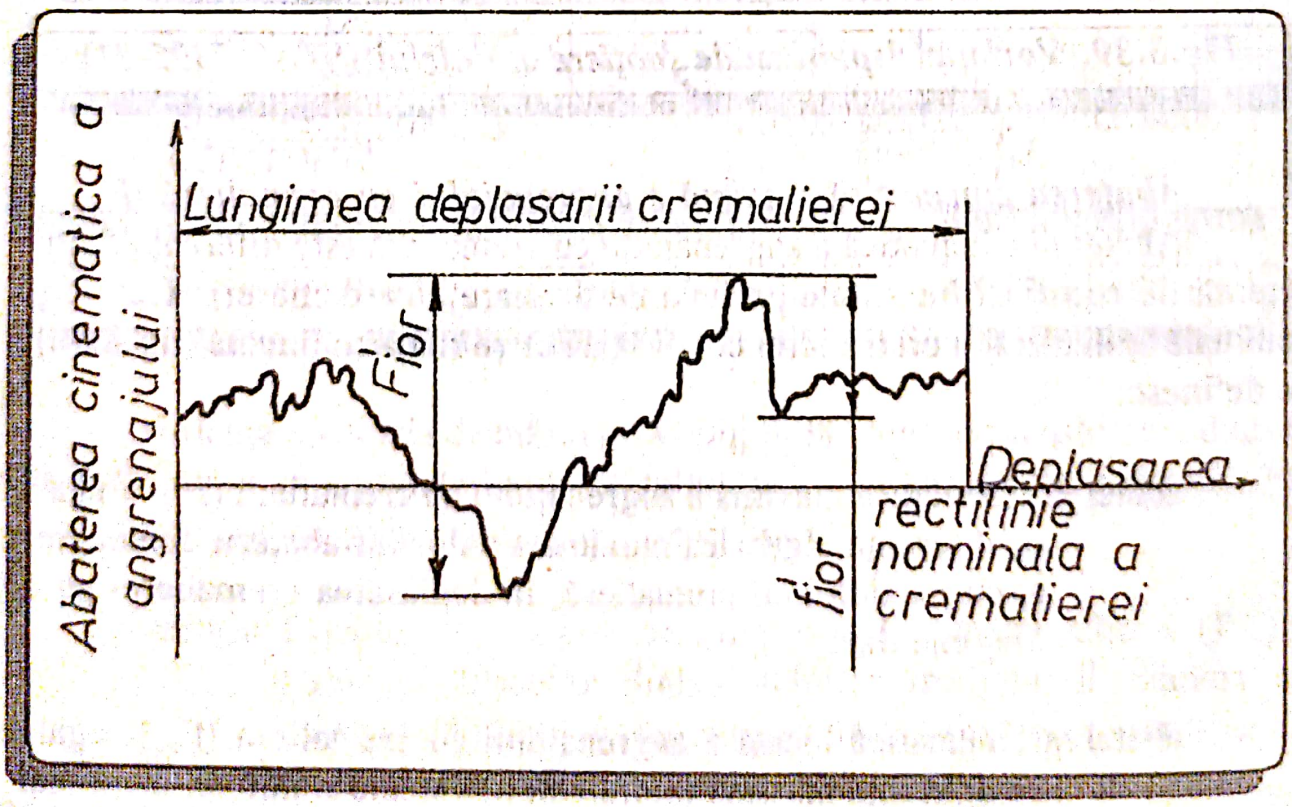


Fig.8.40. Abaterea cinematică a angrenajului cu cremalieră (STAS 7395-81)

- CRITERIUL DE CONTACT DINTRE DINŢI:

■ ***Abaterea direcţiei dintelui*** ($F_{\beta r}$) - reprezintă distanţa (măsurată în unităţi de lungime în planul de divizare) dintre liniile de divizare efectivă şi nominală ale flancului dintelui, determinată într-un plan frontal extrem al cremalierei, când în celălalt plan frontal extrem, aflat la distanţă egală cu lăţimea activă a danturii, cele două linii de divizare (efectivă şi nominală) se întâlnesc într-un punct (fig.8.41).

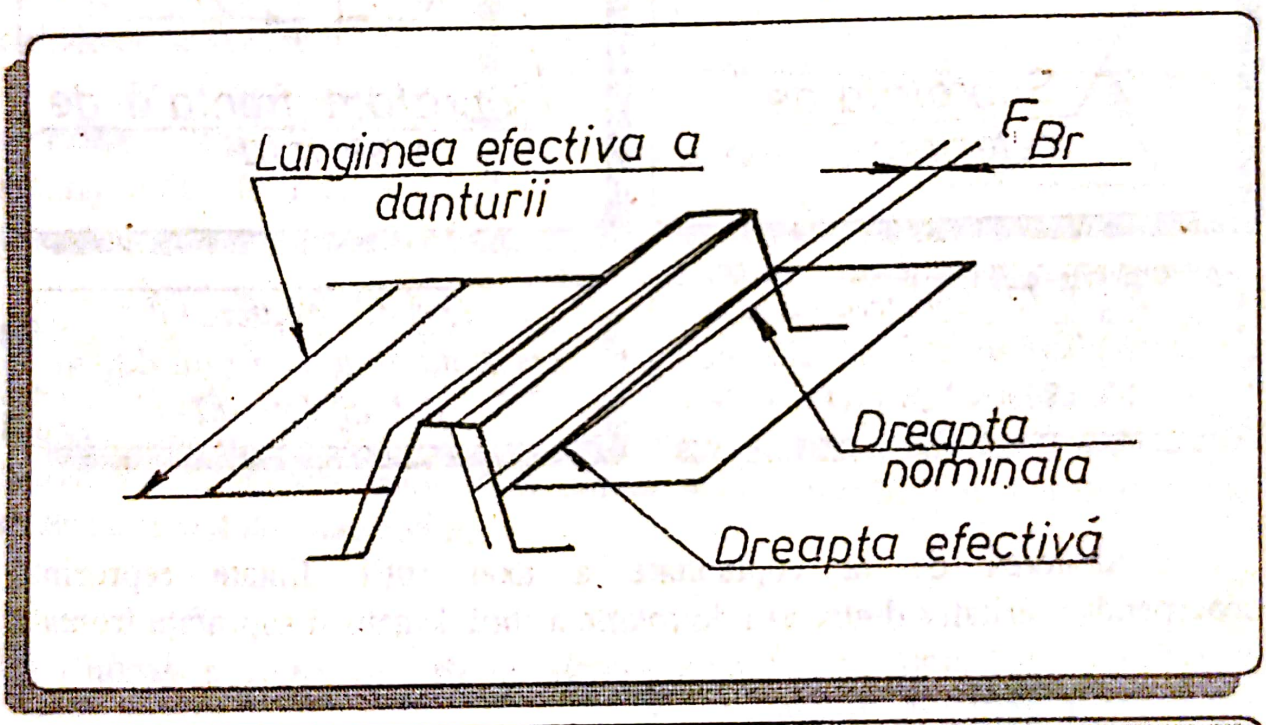


Fig.8.41. Abaterea direcţiei dintelui

■ ***Abaterea de paralelism a axei roţii dinţate*** ($f_{x\gamma}$) şi ***abaterea de coplanitate a axei roţii dinţate*** ($f_{y\gamma}$).

Abaterea de paralelism a axei roţii dinţate reprezintă neparalelismul dintre axa de rotaţie a roţii dinţate şi suprafaţa bazei de referinţă, măsurată pe o lungime egală cu lăţimea activă a danturii şi exprimată în unităţi de lungime (fig.8.42)

Scanned with OKEN Scanner

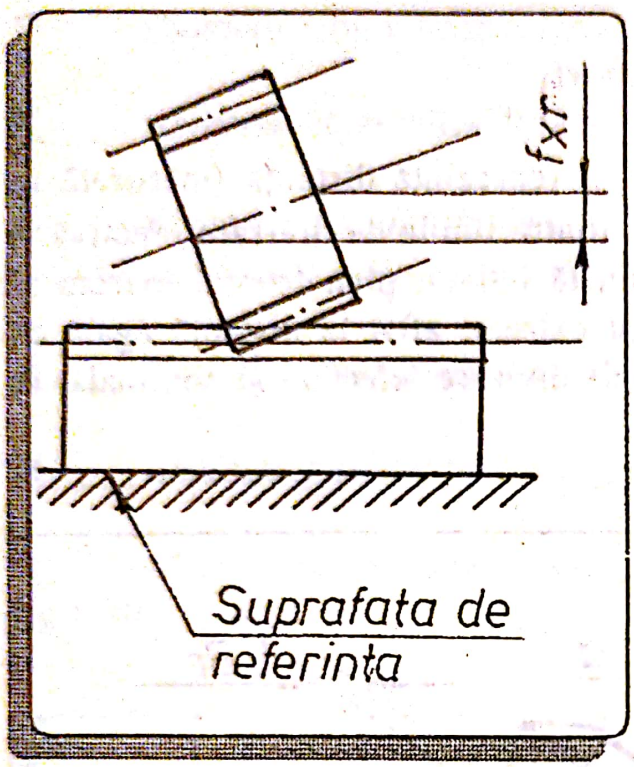


Fig.8.42. Abaterea de la paralelism a axei roţii dinţate (STAS 7395-81)

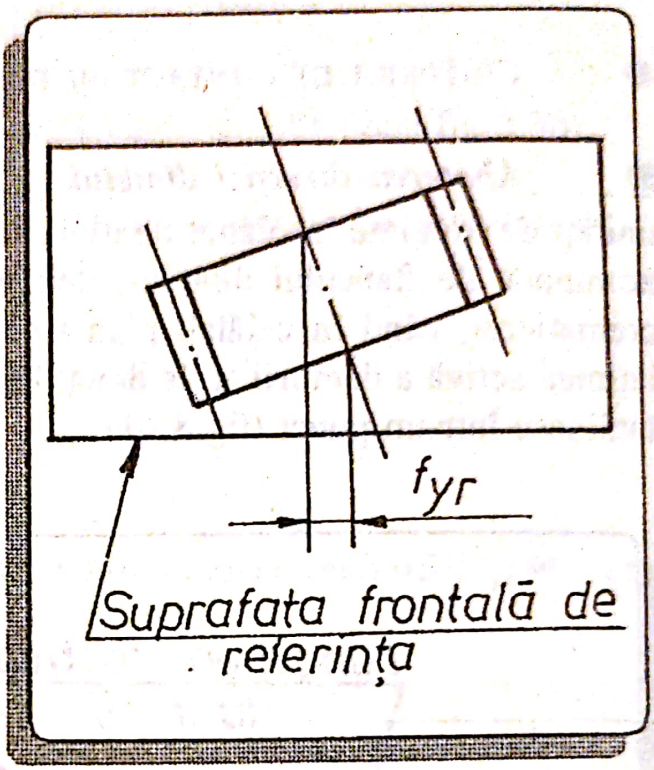


Fig.8.43. Abaterea de complanitate a axei roţii dinţate (STAS 7395-81)

Abaterea de la coplanitate a axei roţii dinţate reprezintă neperpendicularitatea dintre axa de rotaţie a roţii dinţate şi suprafaţa frontală de referinţă, măsurată pe o lungime egală cu lăţimea activă a danturii şi exprimată în unităţi de lungime (fig.8.43).

■ ***Pata totală de contact,*** determinată pe dinţii cremalierei, ca şi la roţile dinţate cilindrice, la funcţionarea angrenajului în regim de solicitare. La funcţionarea cu o frânare uşoară, necesară asigurării contactului permanent, se determină pata momentană de contact.

■ ***Abaterea distanţei echivalente dintre axe*** (f_{ar}).

Distanţa echivalentă dintre axe (distanţa de montaj, a_R, este distanţa calculată cu relaţia:

$$a_R = \frac{1}{2}(d + 35 \cdot m_n) \qquad (10)$$

în care: d este diametrul de divizare al roţii cilindrice; m_n - modulul normal; $35 \cdot m_n$ - diametrul roţii cilindrice echivalente.

La angrenajul cu cremalieră real, distanţa de montaj poate fi diferită de cea calculată.

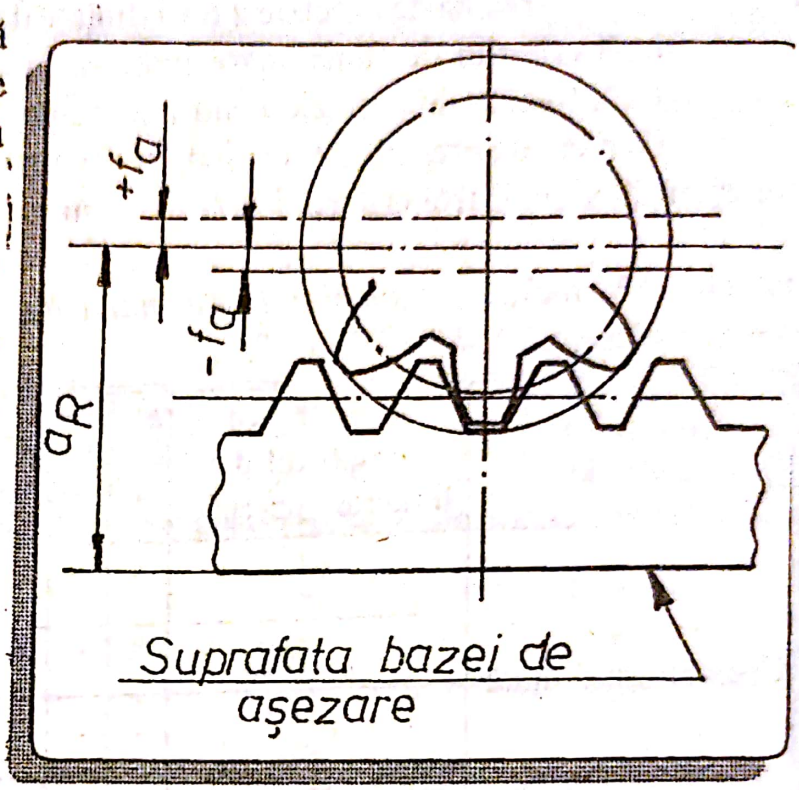


Fig.8.44. Distanţa echivalentă dintre axe

Abaterea distanţei echivalente dintre axe (fig.8.44) este egală cu diferenţa dintre valoarea efectivă şi valoarea nominală (calculată) a distanţei echivalente dintre axe, măsurată în planul median al roţii. Cu $\pm f_a$ s-au notat abaterile limită ale distanţei a_R.

4.2. Toleranţele angrenajelor cu cremalieră.

Prin STAS 7395-81, se stabilesc 12 trepte de precizie, dar pentru treptele 1, 2, 3 toleranţele nu sunt încă precizate.

Asocierea criteriilor de precizie având toleranţe în trepte de precizie diferite, se face în următoarele condiţii:

- criteriul de funcţionare lină a cremalierei nu poate fi mai precis decât cu cel mult două trepte sau mai puţin precis decât cu o treaptă, faţă de criteriul de precizie cinematică;
- criteriul de contact între dinţi pentru cremalieră nu poate fi mai puţin precis decât criteriul funcţionării line a cremalierei;

treapta de precizie a roţii dinţate din angrenajul cu cremalieră, după criteriul de funcţionare lină, nu poate să fie mai puţin precisă decât treapta de precizie pentru cremalieră, după acelaşi criteriu.

Treptele de precizie pentru indicii şi complexele de indici de precizie, corespunzător celor trei criterii de precizie, sunt date în tabelele 18, 19 şi 20.

Tabelul 18. *Indicii şi complexele de indici de precizie pentru criteriul de precizie cinematică (STAS 7395-81).*

Obiectul de controlat	Indicele sau complexul de indici de precizie	Treapta de precizie									
		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Cremaliera dinţată	F'_{ir}	*	*	*	*	*	-	-	-	-	-
	F_{pgr}; F_{pr}	*	*	*	*	*	-	-	-	-	-
	F''_{ir}	-	-	*	*	*	*	*	*	*	*
	F_{rr}	-	-	-	-	-	*	*	*	*	*
Angrenajul cu cremalieră	F'_{ior}	*	*	*	*	*	-	-	-	-	-

Tabelul 19. *Indicii şi complexele de indici de precizie pentru criteriul funcţionării line (STAS 7395-81).*

Obiectul de controlat	Indicele sau complexul de indici de precizie	Treapta de precizie									
		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Cremaliera dinţată	f'_{ir}	*	*	*	*	*	-	-	-	-	-
	f_{ptr}; f_{fr}	*	*	*	*	*	-	-	-	-	-
	f''_{ir}	-	-	*	*	*	*	*	*	*	*
	f_{ptr}	-	-	-	-	-	*	*	*	*	*
Angrenajul cu cremalieră	f'_{ior}	*	*	*	*	*	-	-	-	-	-

Tabelul 20. *Indicii şi complexele de indici de precizie pentru criteriul contactului dintre dinţi (STAS 7395-81).*

Obiectul de controlat	Indicele sau complexul de indici de precizie	Treapta de precizie									
		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Cremaliera dinţată	$F_{\beta r}$	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
	$f_{xr}; f_{yr}$	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
Angrenajul cu cremalieră	Pata totală de contact	*	*	*	*	*	*	*	-	-	-

Independent de treapta de precizie, s-au stabilit şase **tipuri de ajustaje** pentru angrenajele cu cremalieră, notate cu: A, B, C, D, E, H (ca şi la roţile cilindrice; vezi fig.8.17) şi cinci tipuri de toleranţe pentru jocul dintre flancuri, notate cu: a, b, c, d, h, (vezi fig.8.17).

De asemenea, s-au stabilit cinci trepte de precizie pentru abaterile distanţei de montaj, notate cu II, III, IV, V, VI.

Corespondenţa dintre tipul de ajustaj cu tipul toleranţei jocului dintre flancuri şi cu treapta de precizie a abaterii distanţei de montaj este dată în tabelul 21.

Tabelul 21. *Corespondenţa tipului ajustajului cu tipul toleranţei jocului dintre flancuri şi cu treapta de precizie a distanţei de montaj.*

Tipul ajustajului roţilor dinţate în angrenare	A	B	C	D	E-H
Treapta de precizie după criteriul de funcţionare lină	3-12	3-11	3-9	3-8	3-7
Tipul toleranţei jocului dintre flancuri	a	b	c	d	h
Treapta de precizie pentru distanţa de montare	VI	V	IV	III	II

Scanned with OKEN Scanner

Notarea preciziei cremalierelor se face la fel ca la roţile cilindrice sau, când se prescrie şi precizia roţii dinţate, notarea se face sub forma unei fracţii, scriindu-se la numărător, precizia roţii dinţate şi la numitor, precizia cremalierei. De exemplu:

$$\frac{8\text{-}7\text{-}6\ B_a\ STAS\ 6273\text{-}81}{9\text{-}8\text{-}8\ B_a\ STAS\ 7395\text{-}81}$$

Indicarea elementelor danturii, pe desenele de execuţie, se face conform STAS 5013/2-82.

5. Controlul roţilor şi angrenajelor cu roţi dinţate

Datorită profilului complex al danturii şi condiţiilor de funcţionare specifice, controlul roţilor dinţate este un proces foarte important, relativ complicat şi destul de costisitor.

În funcţie de tipul roţilor dinţate, tipul angrenajului, clasa de precizie, indicii de precizie care trebuie controlaţi etc., controlul poate fi:

- diferenţiat, când se controlează, separat, fiecare element dimensional sau indice de precizie, şi
- complex, când roata dinţată se controlează în angrenare cu o roată etalon sau cu roata conjugată.

Controlul pe elemente (diferenţiat) se execută fie după operaţiile mai importante (control interoperaţional) sau în cadrul controlului final, când sunt controlaţi, de obicei, numai indicii de precizie indicaţi în standarde. Controlul complex se execută numai în cadrul controlului final, în secţie, când se face şi o apreciere globală a calităţii funcţionale a roţii şi angrenajului.

5.1. Controlul roţilor şi angrenajelor cu roţi dinţate cilindrice

Controlul aspectului exterior al roţilor dinţate şi depistarea unor defecte grosolane de genul fisurilor, bavurilor, etc. se face vizual, cu ochiul liber sau prin examinarea suprafeţelor cu ajutorul lupelor cu grosismentul până la 5x.

Scanned with OKEN Scanner

Diametrul şi forma geometrică a alezajului din butucul roţii se ontrolează cu mijloace universale (comparator de interior, optimetru orizontal tc. - în funcţie de precizia necesară), în producţia individuală şi de serie mică au cu ajutorul calibrelor limitative, în producţia de serie mare.

Diametrul exterior al roţii şi lăţimea roţii se măsoară cu mijloace niversale de precizie relativ mică, în producţia de serie mică, sau cu calibre imitative, în producţia de serie mare.

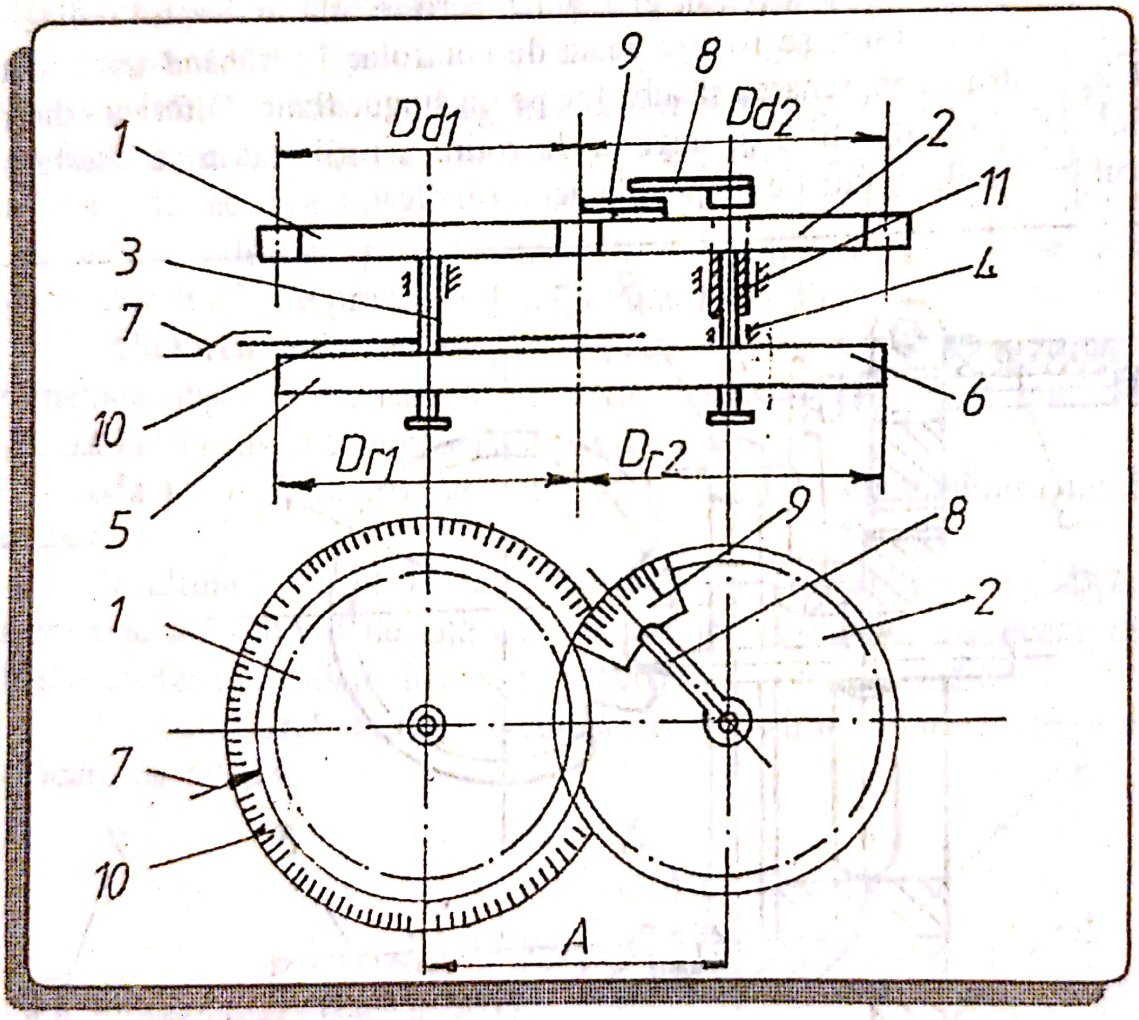


Fig.8.45. Aparat pentru măsurarea abaterii cinematice

Abaterea cinematică se măsoară cu ajutorul aparatului a cărui schemă de principiu este prezentată în fig.8.45. Pe axele 3 şi 4, cu distanţa între ele reglabilă, sunt montate: discul de fricţiune 5, cadranul gradat 10, roata care

se controlează 1, respectiv discul de fricţiune 6 şi acul indicator 8. Roata etalon 2, care angrenează cu roata 1, este montată pe axul tubular 11, cu care se roteşte liber pe axul 4. Roata etalon 2 poartă sectorul gradat 9. Discurile de fricţiune 5 şi 6 trebuie să aibă diametrele egale cu diametrele de divizare D_{d1} şi D_{d2} ale roţilor 1 şi 2, iar acestea să aibă acelaşi număr de dinţi. Reglarea aparatului se face aducând sectorul gradat 9 astfel ca acul indicator 8 să se găsească în dreptul reperului de la mijloc. În acelaşi timp, se marchează reperul de pe cadranul gradat 10, care se află în dreptul indicelui fix 7. Pentru măsurare, se roteşte roata de controlat 1, frânând uşor roata etalon 2, pentru ca angrenarea să aibă loc pe un singur flanc. Diferenţa dintre unghiul de rotire al roţii 1 şi unghiul de rotire a roţii etalon se citeşte pe sectorul gradat 9, în funcţie de poziţia acului indicator 8.

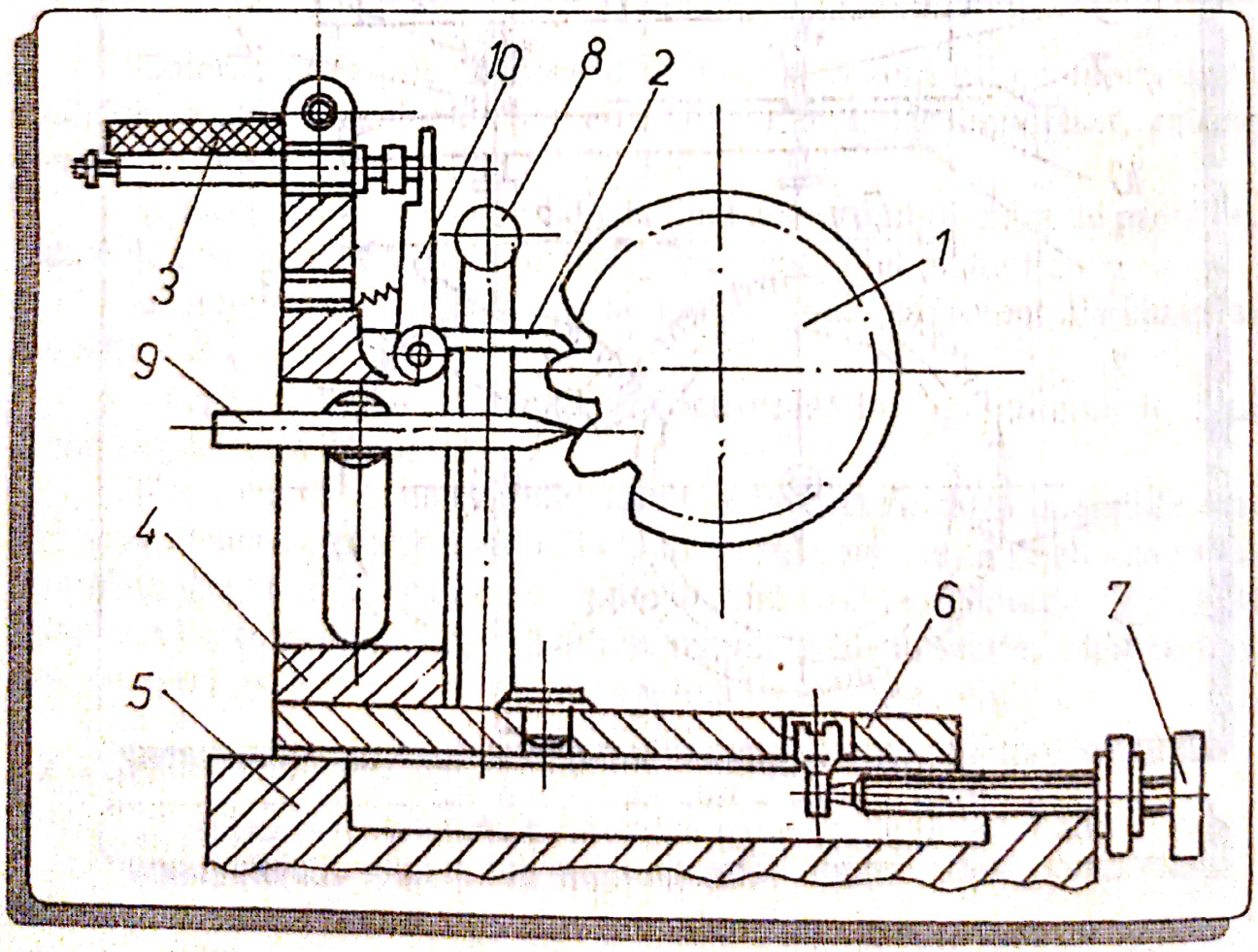


Fig.8.46. Pasametru staţionar

Scanned with OKEN Scanner

Abaterile parţiale de pas se pot măsura cu ajutorul pasametrului staţionar sau portabil sau cu aparatul universal pentru măsurat roţi dinţate. În fig.8.46, este prezentată schema pasametrului staţionar.

Roata 1, care se controlează, se fixează prin intermediul unui dorn între vârfurile a două pinole montate pe batiul 5. Suportul 4, pe care se găsesc: palpatorul fix, palpatorul oscilant 2 cu pârghia 10 şi comparatorul 3 este montat pe sania ghidată 6. Aceasta se poate apropia sau îndepărta de roata 1, cu ajutorul manivelei 8. Şurubul 7 serveşte la reglarea poziţiei sanie 6, în scopul aducerii palpatorului fix 9, în contact cu profilul dintelui la jumătatea înălţimii acestuia. Reglarea la zero a aparatului şi a comparatorulu 3 se face cu un bloc de cale plan-paralele sau după un pas oarecare. Pentru măsurare, se retrage sania 6, se roteşte roata 1 cu un dinte, se aduce sania 6 în poziţia de măsurare şi se citeşte abaterea efectivă a pasului, pe cadranul comparatorului 3. Se procedează la fel pentru toţi dinţii.

Abaterea cumulată de pas se poate determina prin două metode:

- metoda absolută, la care aparatul de măsurare (prezentat mai sus) se reglează la dimensiunea nominală a pasului circular;
- metoda relativă, la care aparatul se reglează la dimensiunea unui pas oarecare.

În ultimul caz, abaterile determinate sunt abateri relative, faţă de o dimensiune arbitrară şi nu faţă de dimensiunea nominală. De aceea pentru calculul abaterii cumulate de pas, se procedează în felul următor:

Se calculează media algebrică a abaterilor relative obţinute la verificare cu relaţia:

$$(A_{p.rel})_{mediu} = \frac{\sum_{1}^{z} A_{p.rel}}{z} \qquad (11)$$

în care: $A_{p.rel}$ este abaterea relativă;

z - numărul de dinţi;

$(A_{p.rel})_{mediu}$ - media algebrică a abaterilor relative.

Abaterile absolute ale pasului se calculează cu relaţia:

$$A_{p.abs} = A_{p.rel} - (A_{p.rel})_{mediu} \qquad (12)$$

Abaterea cumulată de pas se va obţine efectuând însumarea algebrică a abaterilor absolute:

$$A_{p.abs\,\Sigma} = \sum_{1}^{z} A_{p.abs} \qquad (13)$$

iar abaterea cumulată de pas, maximă (F_{pr}) se stabileşte ca diferenţă algebrică maximă a abaterii cumulate de pas, pentru toată roata dinţată, adică:

$$F_{pr} = (A_{p.abs})_{poz} + (A_{p.abs})_{negativa} \qquad (14)$$

Bătaia radială se măsoară materializând coarda constantă prin profile de referinţă conjugate, care pot fi sub formă de furcă pentru coarda constantă a dintelui (fig.8.47, a) şi sub formă de bilă, rolă sau prismă - pentru coarda constantă a golului. Măsurarea se poate realiza cu un aparat special staţionar (fig.8.47, c) sau cu un aparat universal pentru roţi dinţate.

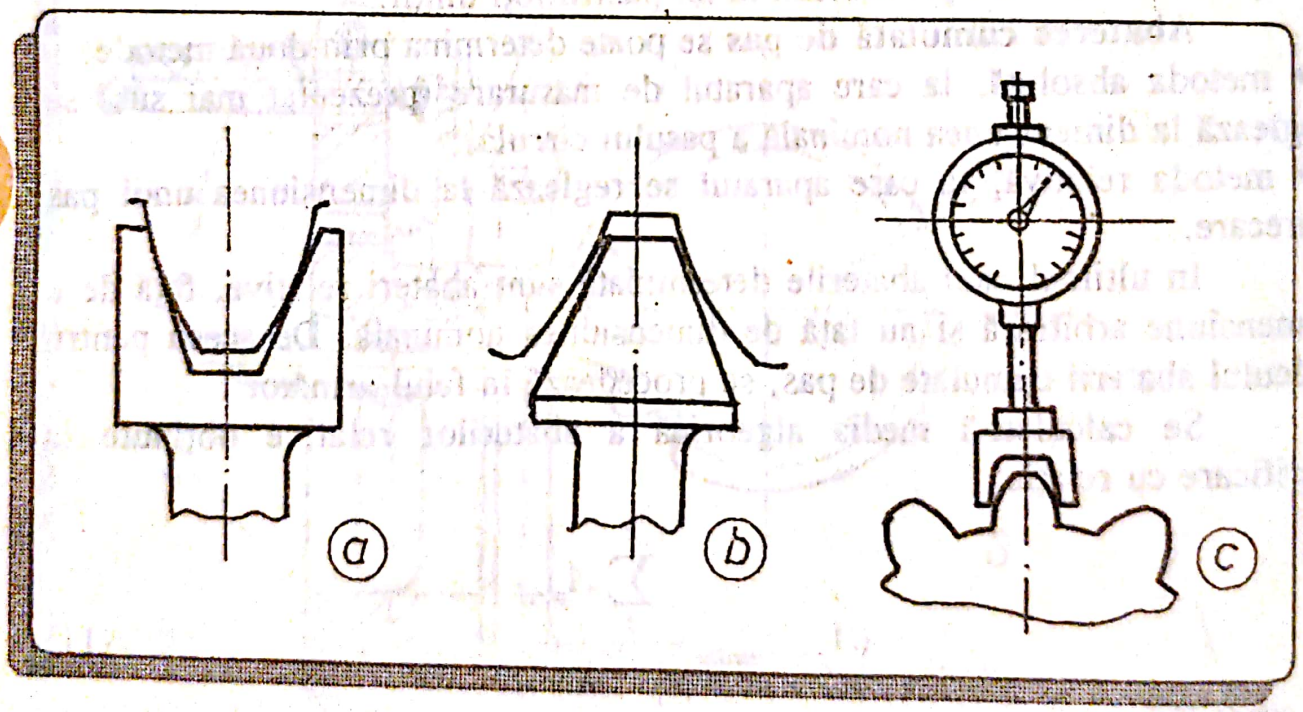


Fig.8.47. Controlul bătăii radiale a danturii:
a - furcă cu profil conjugat;
b - prismă cu profil conjugat;
c - aparat de control

Scanned with OKEN Scanner

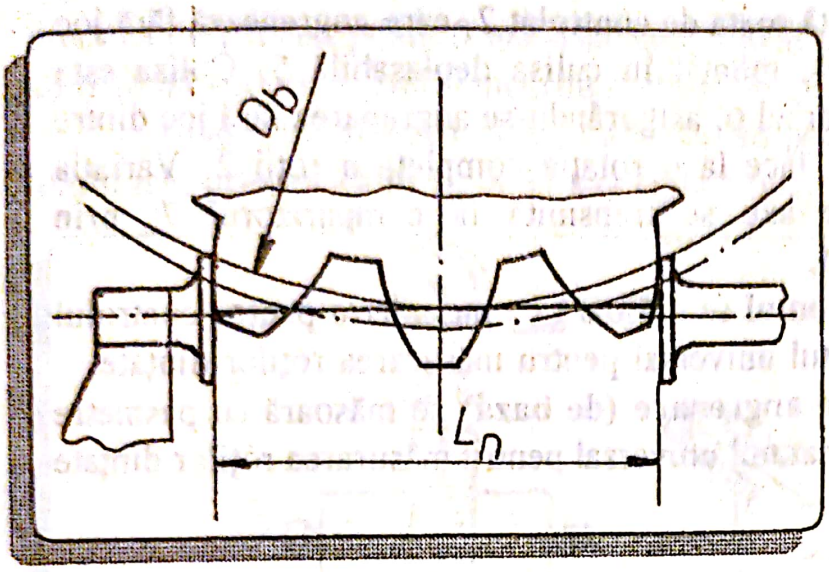


Fig.8.48. Schema de măsurare a lungimii (cotei) peste dinţi

Lungimea (cota) peste dinţi se poate măsura cu ajutorul: şublerului de exterior (cu precizia de 0,02 mm); micrometrului obişnuit cu talere; micrometrului pentru roţi dinţate, cu afişaj numeric; pasametrului cu talere sau cu ajutorul calibrului-potcoavă cu comparator, pentru roţi dinţate. Schema de măsurare este dată în fig.8.48.

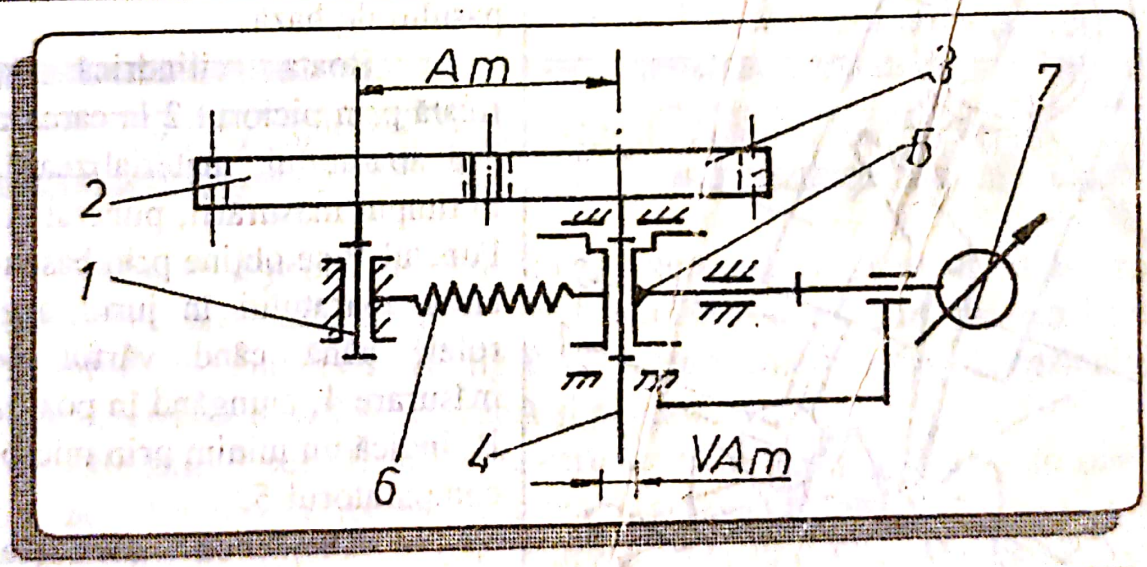


Fig.8.49. Aparat pentru controlul distanţei de măsurat dintre axe

Distanţa de măsurat dintre axe se verifică cu un aparat special, cu comparator (fig.8.49), care permite citirea şi înregistrarea cumulată a unui complex de abateri individuale (abaterea la pasul de bază, bătaia radială şi deplasările profilului de referinţă faţă de axa piesei).

Scanned with OKEN Scanner

Pe axul 1 este montată roata de controlat 2, care angrenează fără joc cu roata 3, fixată pe axul 4, montat în culisa deplasabilă 5. Culisa este acţionată pe axul 1, de către arcul 6, asigurându-se angrenarea fără joc dintre roţile 2 şi 3. Verificarea se face la o rotaţie completă a roţii 2. Variaţia distanţei de măsurat dintre axe se transmite la comparatorul 7, prin modificarea poziţiei arcului 4.

Abaterea pasului frontal se măsoară cu pasametre pentru controlul pasului circular sau cu aparatul universal pentru măsurarea roţilor dinţate.

Abaterea pasului de angrenare (de bază) se măsoară cu pasmetre staţionare sau portabile, cu aparatul universal pentru măsurarea roţilor dinţate şi cu evolventmetrul.

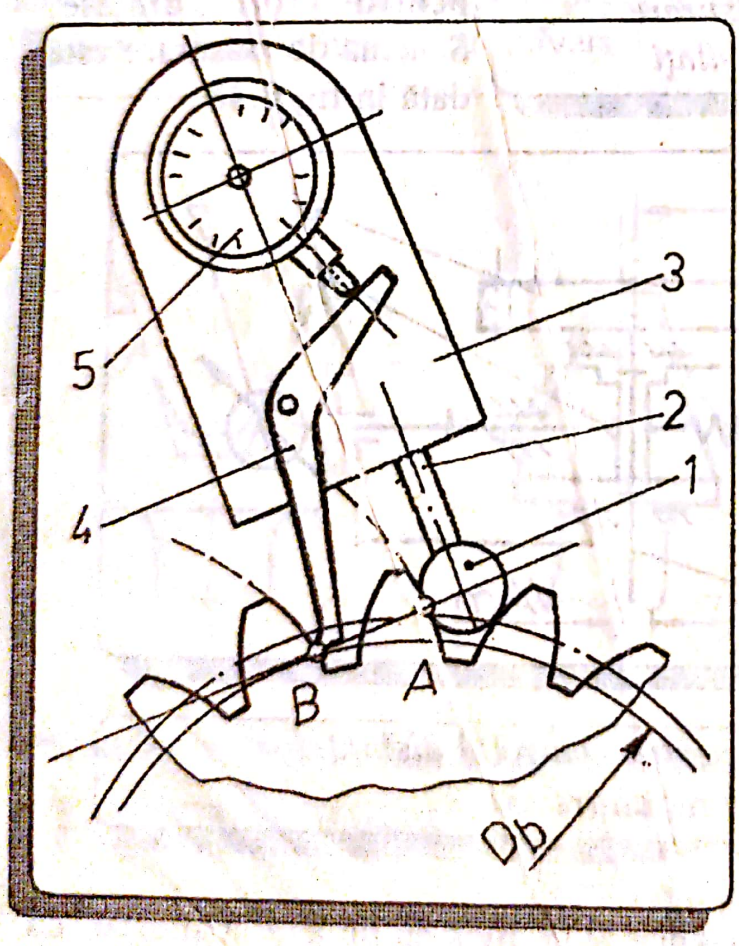


Fig.8.50. Pasametru pentru măsurarea pasului de angrenare (de bază)

În fig.8.50, se prezintă schema de principiu a pasametrului portabil pentru măsurarea pasului de bază.

Roata cilindrică 1, fixată prin piciorul 2 la carcasa 3 a aparatului, materializează, în timpul măsurării, punctul A. Punctul B se obţine prin basculareа aparatului în jurul axei rolei, până când vârful de măsurare 4, ajungând în poziţia B, indică un minim prin microcomparatorul 5.

Abaterea direcţiei dintelui poate fi identificată prin materializarea liniei efective de contact cu ajutorul unei prisme, având suprafeţele la 40° şi acoperite cu vopsea, care se introduce în golul dintre dinţii de controlat şi se deplasează uşor. De asemenea, linia

efectivă de contact poate fi materializată şi prin angrenarea roţii de controlat cu o roată etalon, având flancurile dinţilor acoperite cu vopsea.

Evaluarea abaterii direcţii dintelui se poate face folosind schema de măsurare, prezentată în fig.8.51 sau rigla sinus.

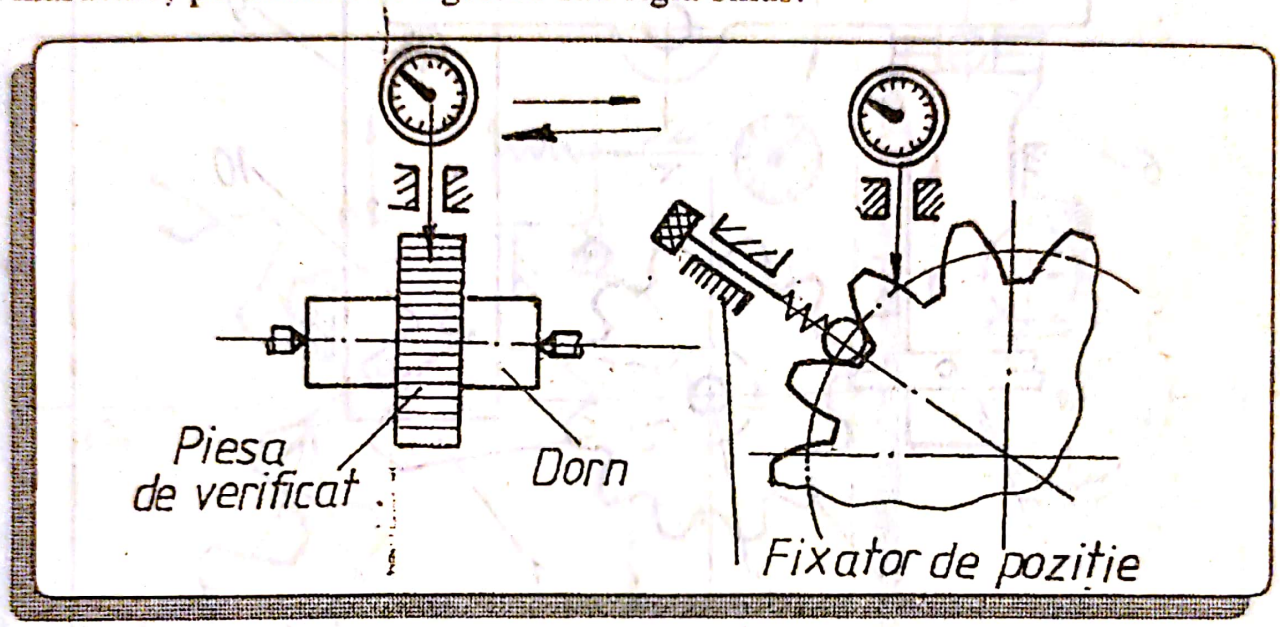


Fig.8.51. Schema de măsurare a abaterii direcţiei dintelui

Abaterea profilului dintelui se determină cu: proiectorul de profile, microscopul universal, şabloane, evolventmetrul cu discuri schimbabile sau evolventmetrul universal. În fig.8.52 se prezintă schema de principiu a evolventmetrului universal cu camă şi pârghie.

Pe axul 2 sunt fixate roata care se verifică 3 şi cama 1, cu profil în evolventă. La rotirea axului 2, cama 1 acţionează asupra riglei 10, care imprimă căruciorului 9 o mişcare rectilinie proporţională cu unghiul de rotaţie al axului 2. De la pârghia cu braţe inegale 8, mişcarea se transmite la căruciorul de măsurare 6, care susţine pârghia 4 şi comparatorul 5. Prin contactul cu flancul dintelui, de la bază spre vârf se obţin indicaţii la comparatorul 5. Poziţia căruciorului de măsurare 6 se reglează, prin deplasare pe rola 7, la o distanţă "a" de centrul de rotaţie al pârghiei 8, pentru ca viteza de deplasare a lui să fie egală cu viteza de rotaţie a cercului de bază al roţii 3.

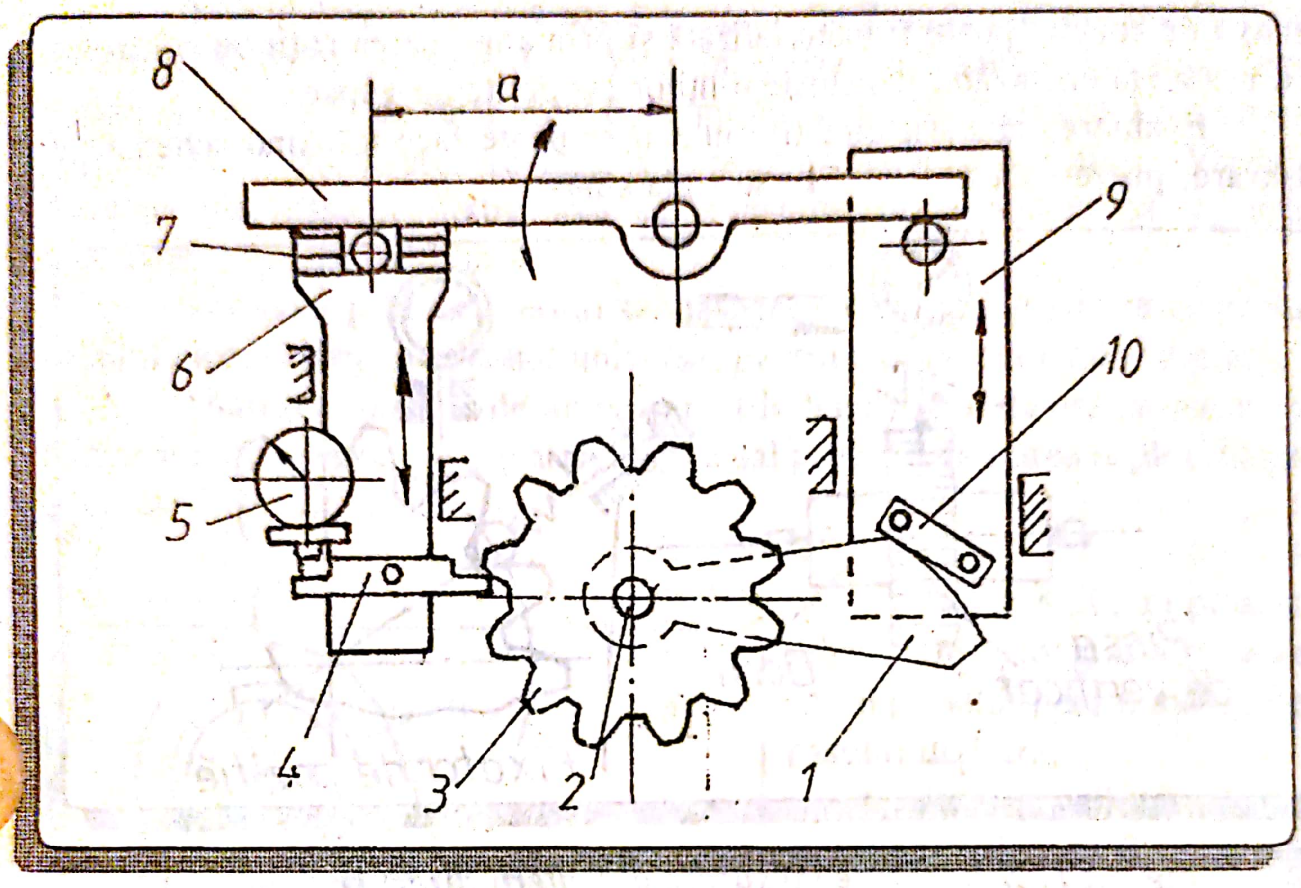


Fig.8.52. Evolventmetru universal cu camă şi pârghie

Pata de contact se verifică cu vopsea, pe dinţii roţii mari. Pentru aceasta, pe flancurile dinţilor roţii etalon se aplică un strat subţire de vopsea, apoi roţile sunt angrenate în condiţii apropiate de cele din exploatare şi se rotesc într-un sens şi în celălalt, frânând uşor una din roţi. Roata care se verifică, se demontează, petele de vopsea se copie pe o hârtie de filtru şi se stabilesc dimensiunile lor, în procente, în raport cu dimensiunile flancului utilizabil al dintelui.

Jocul dintre flancurile neactive se poate măsura după schema prezentată în fig.8.53.

Roţile conjugate se montează şi angrenează în condiţii apropiate celor din exploatare. Un palpator articulat sau chiar tija de măsurare a unui comparator, se aduce în contact cu flancul dintelui unei roţi, iar cealaltă roată se blochează. Primei roţi i se imprimă o mişcare într-un sens şi în celălalt.

Scanned with OKEN Scanner

Diferenţa dintre indicaţiile limită ale comparatorului reprezintă jocul dintre flancurile a doi dinţi. Operaţia se repetă la toţi dinţii pentru a determina J_{max} şi J_{min}.

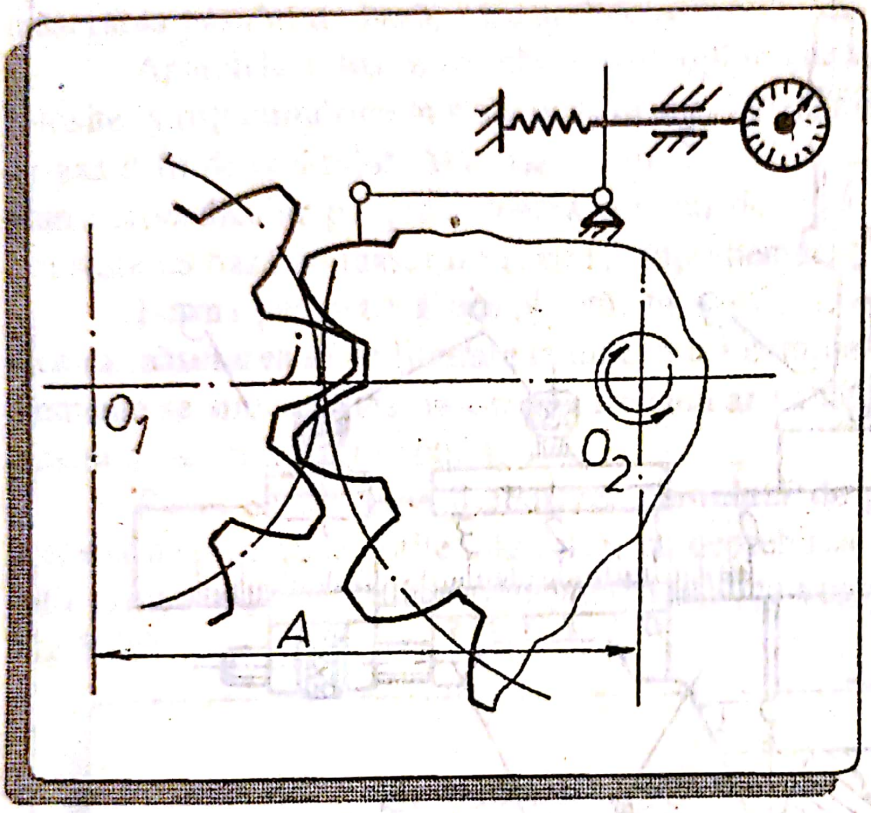


Fig.8.53. Măsurarea jocurilor dintre flancurile dinţilor

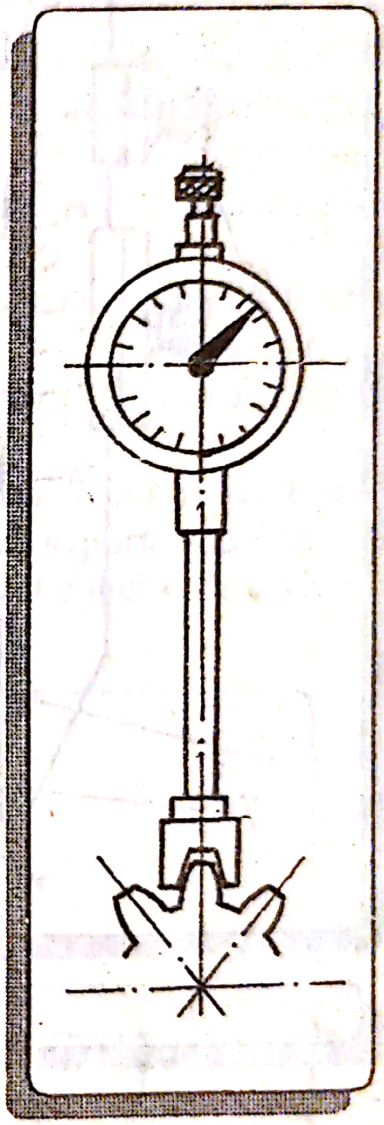


Fig.8.54. Măsurarea deplasării suplimentare a profilului

Deplasarea suplimentară a profilului de referinţă se poate controla cu un comparator prevăzut cu un palpator în formă de furcă (fig.8.54). Comparatorul se aduce, pe rând, la toţi dinţii roţii de controlat şi se citesc abaterile. Reglarea comparatorului se face după o roată etalon cu profil nedeplasat sau cu ajutorul unei bile. Verificarea se mai poate face cu şublerul pentru roţi dinţate sau cu micrometrul optic.

Scanned with OKEN Scanner

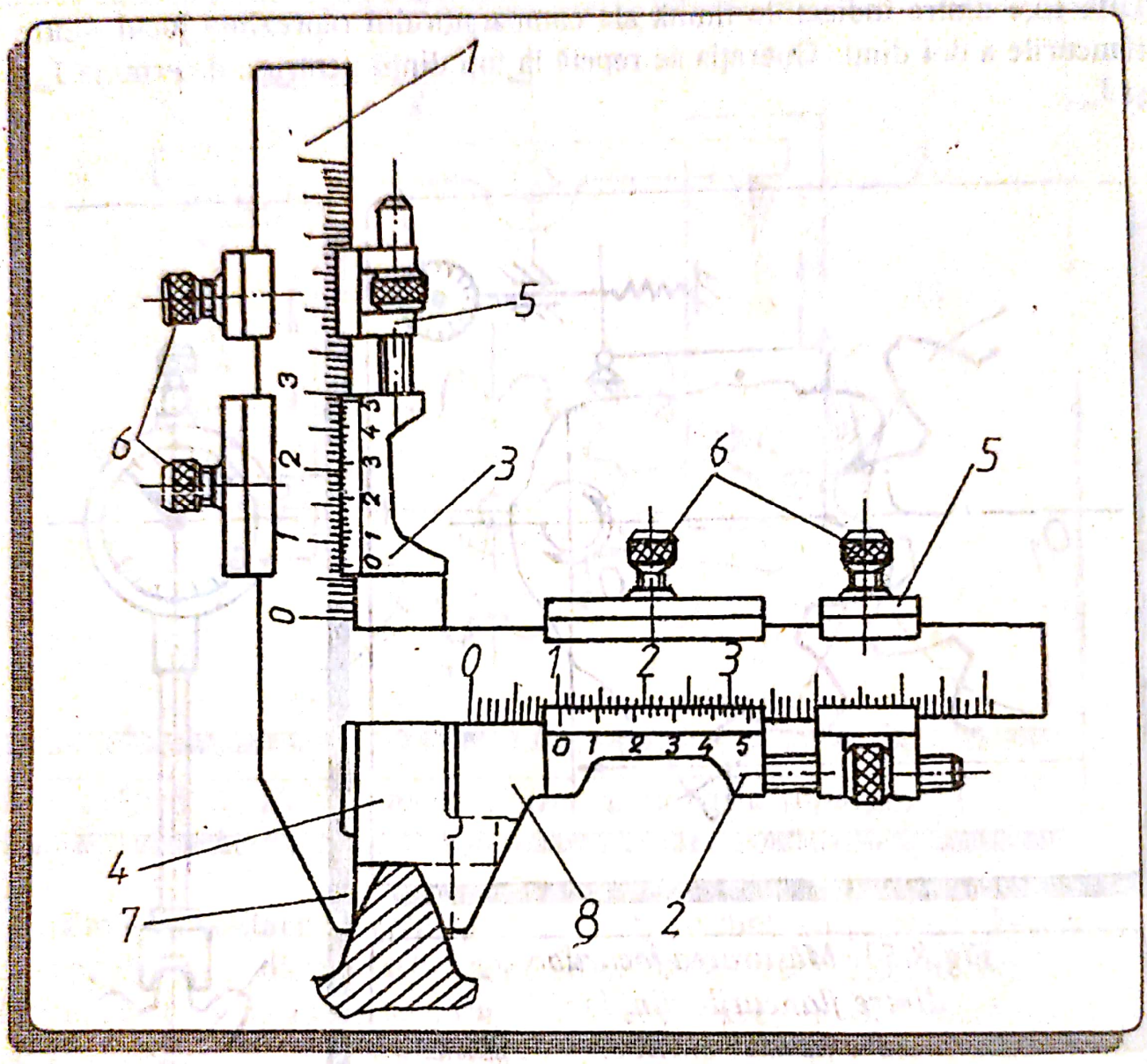


Fig.8.55. Şubler pentru roţi dinţate

Grosimea dintelui pe coarda constantă se măsoară cu şublerul pentru roţi dinţate sau cu micrometrul optic. Şublerul pentru roţi dinţate (fig.8.55), se compune din echerul 1, cu o riglă milimetrică verticală şi una orizontală şi terminat cu falca 7; cursorul orizontal 2, cu vernier de 0,02 mm şi cu limitatorul de înălţime 4; cursorul de reglare fină 5 şi şuruburile de blocare 6. Ca bază de măsurare se foloseşte vârful dintelui, pe care se aşează limitatorul de înălţime 4, iar dimensiunea pe rigla verticală se calculează în prealabil.

Scanned with OKEN Scanner

5.2. Controlul roţilor şi angrenajelor cu roţi dinţate conice.

Măsurarea roţilor dinţate conice se realizează cu aceleaşi tipuri de aparate ca şi roţile cilindrice, mai puţin, evolventmetrele şi pasametrele pentru măsurarea pasului de bază, care se folosesc rar.

Aparatele folosite la măsurarea roţilor conice se deosebesc de cele folosite la roţi cilindrice în principal, prin poziţia suportului de măsurare faţă de axa roţii de controlat. Măsurarea roţilor conice se face, de obicei, într-un plan perpendicular pe generatoarea conului de bază dar, în unele cazuri se foloseşte ca bază de măsurare şi conul suplimentar al roţii.

Forma geometrică complicată, în special la roţile cu dinţi înclinaţi, face ca măsurarea să se limiteze la un control complex. Controlul separat, pe elemente se aplică numai în cazuri rare cum ar fi, de exemplu, la verificarea maşinilor de prelucrat dantură.

Pasul de divizare şi abaterea cumulată de pas se controlează prin aceleaşi metode ca la roţile cilindrice, cu deosebirea că suportul de fixare a roţii conice se poate înclina cu unghiul δ egal cu unghiul conului de divizare (fig.8.56).

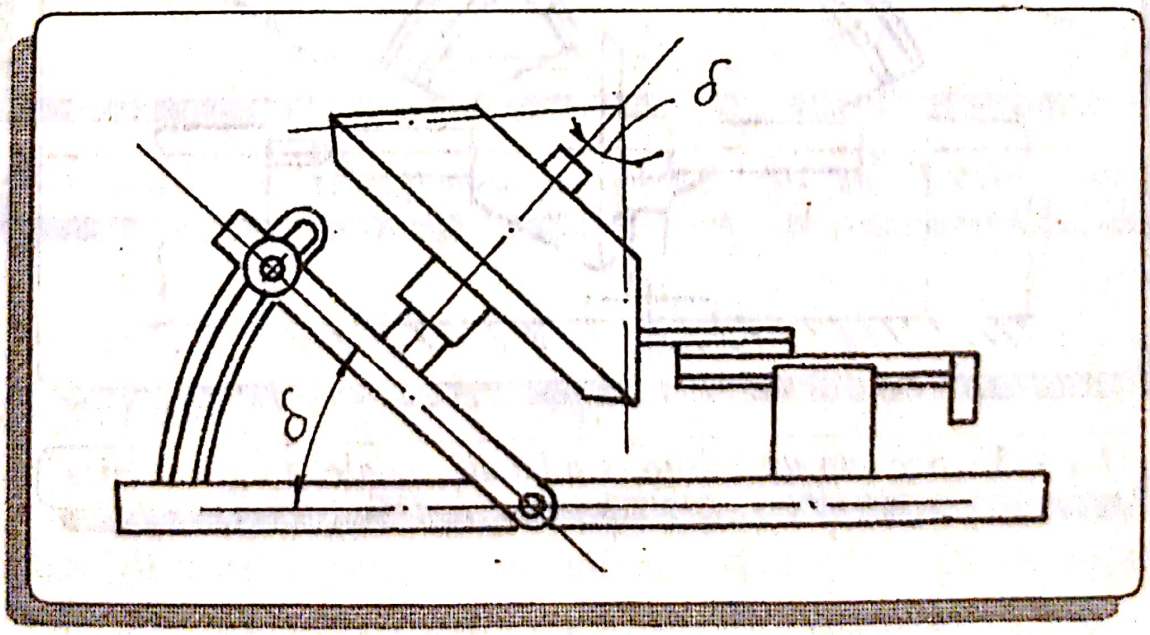


Fig.8.56. Schema de măsurare a pasului la roţole dinţate conice

Grosimea dinţilor se măsoară cu şublerul pentru roţi dinţate şi cu şabloane, atât la diametrul mare al roţii cât şi la diametrul mic.

Bătaia radială a coroanei dinţate se măsoară într-un plan perpendicular pe generatoarea conului de divizare al roţii conice, folosind un dispozitiv cu palpator sferic sau conic şi cu un aparat comparator (fig.8.57). Bătaia radială se determină ca diferenţă între poziţiile maximă şi minimă ale vârfului palpatorului, la parcurgerea diferitelor goluri ale danturii.

Direcţia dinţilor se controlează, de obicei, cu ajutorul a două role, care se introduc în golurile diametral opuse ale danturii. Rolele sunt prevăzute, la capete, cu vârfuri care indică direcţia dinţilor. Dacă vârfurile nu coincid, rezultă că direcţia dinţilor prezintă o abatere, care poate fi măsurată.

Pata de contact se verifică după aceeaşi metodologie ca la roţile cilindrice.

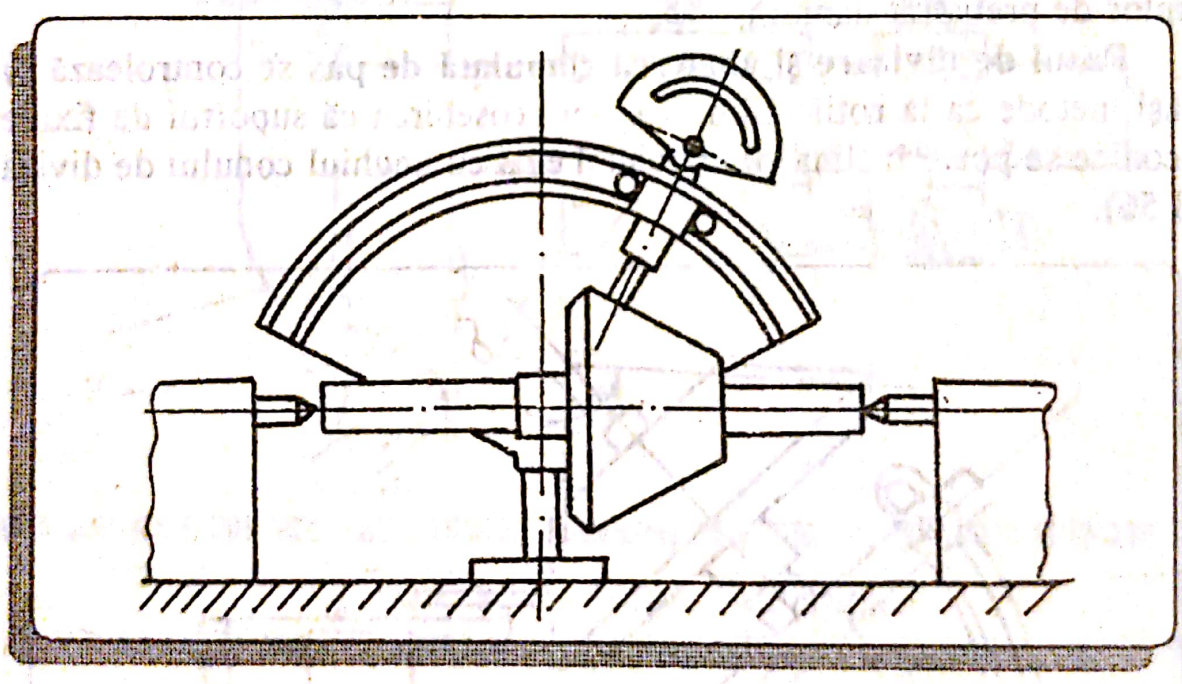


Fig.8.57. Schema de măsurare a bătăii radiale la roţile conice

Controlul complex al roţilor dinţate conice, ca şi la roţile dinţate cilindrice, se face prin angrenarea pe un singur flanc al dinţilor, sau pe două flancuri cu o roată dinţată etalon.

Scanned with OKEN Scanner

Pentru control se foloseşte un aparat (fig.8.58), compus din batiul 1, suportul 3 în care se fixează roata de controlat 4, roata de mână 2 pentru acţionarea roţii de controlat, căruciorul deplasabil 6 pe care se montează roata etalon 5 şi comparatorul 7 care indică deplasarea căruciorului.

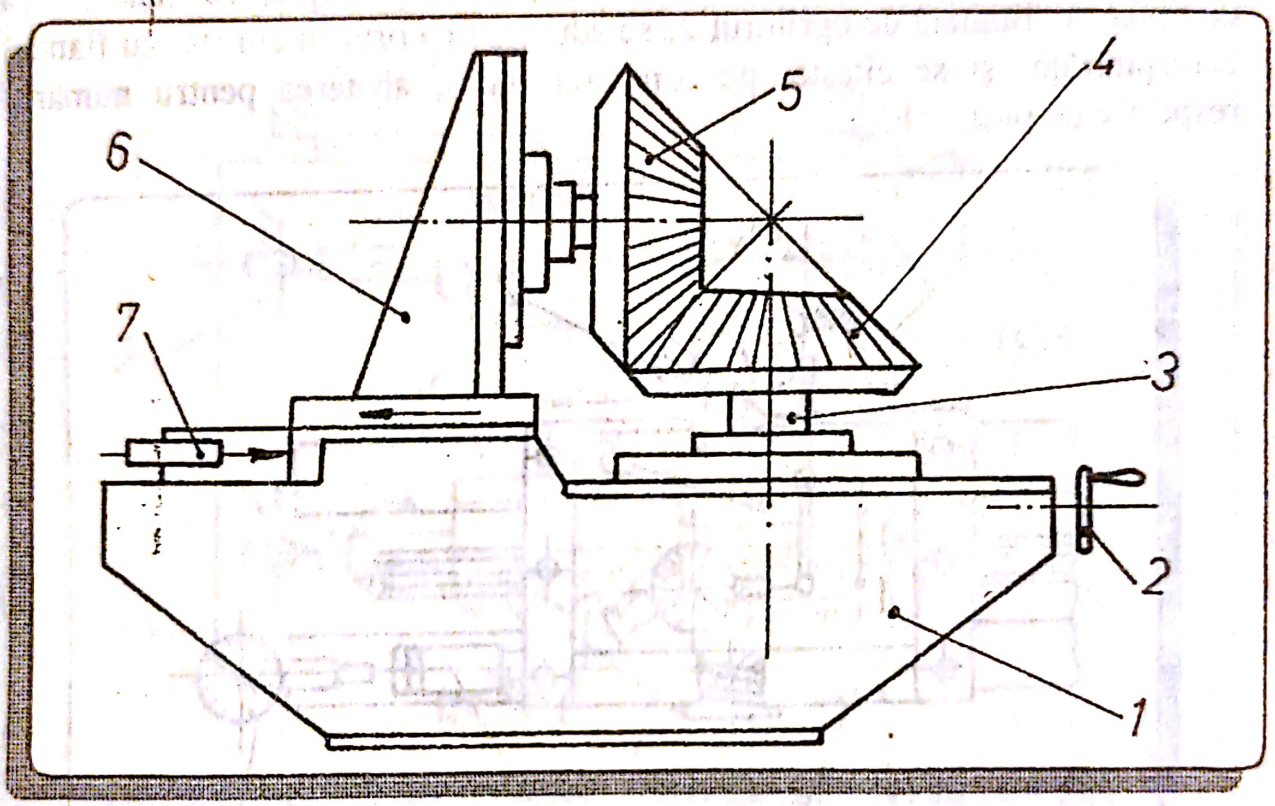


Fig.8.58. Aparat pentru măsurarea complexă a roţilor conice

5.3. Controlul angrenajelor melcate

Controlul roţii melcate se face cu mijloace folosite la controlul roţilor dinţate cilindrice şi conice. Controlul melcului se face cu aparate speciale, şi anume:

Pasul axial al melcului se controlează cu aparatul prezentat în fig.8.59. Şurubul melc 1, care se controlează, se prinde între vârfuri şi rămâne fix. Instalaţia de măsurare se compune din pârghia-palpator 6, care se poate deplasa longitudinal şi transversal pe ghidajele aparatului. Pentru

control, capătul pârghiei 6 se aduce în contact cu flancul spirei melcului, aproximativ la jumătatea înălţimii acesteia şi apoi, se reglează comparatoarele 6 si 7 la zero. În continuare, prin deplasarea transversală a căruciorului, se retrage pârghia 6 şi se deplasează longitudinal cu unul sau mai mulţi paşi axiali (funcţie de mărimea blocului de cale). Printr-o deplasare transversală de revenire, limitată de opritorul 2, se aduce palpatorul în contact cu flancul corespunzător şi se citeşte, pe comparatorul 5, abaterea pentru numărul respectiv de paşi.

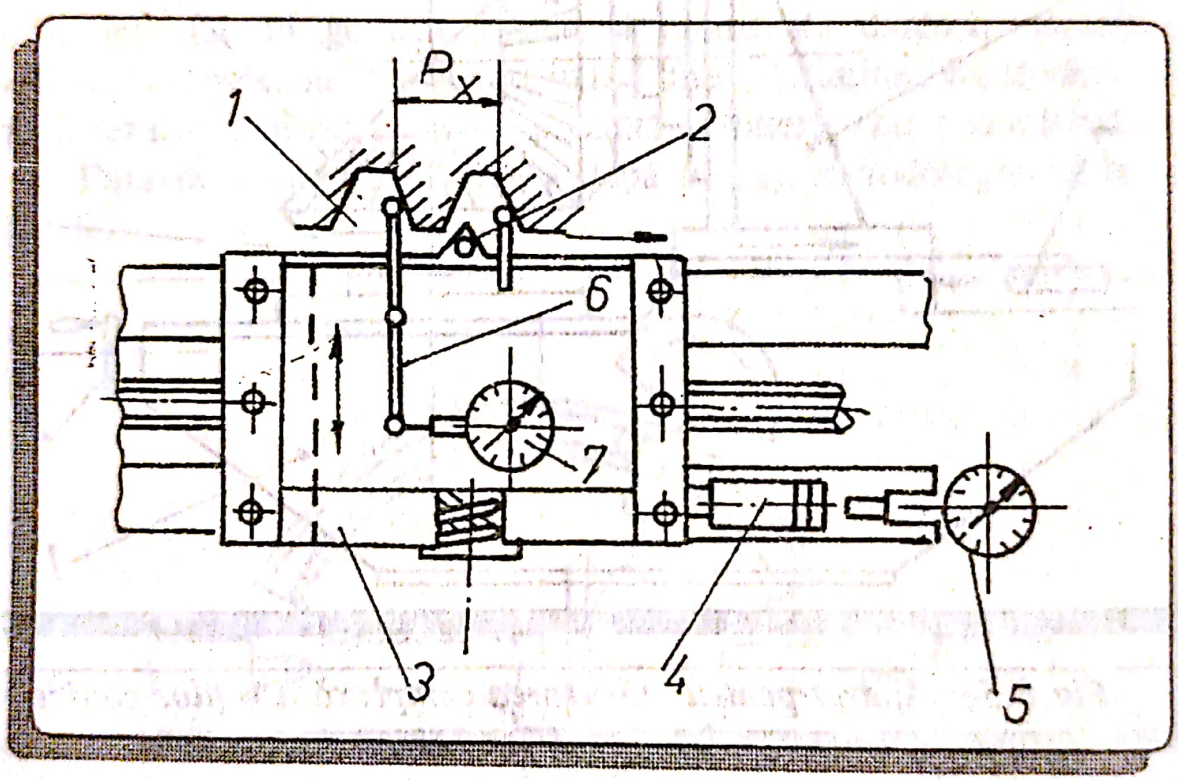


Fig.8.59. Aparat pentru controlul pasului axial al şuruburilor melc

Controlul pasului la şuruburile melc se poate face şi cu ajutorul proiectoarelor de profile sau microscoapelor, după metode asemănătoare cu cele folosite la controlul filetelor.

Abaterea liniei elicoidale a şuruburilor melc se măsoară cu aparate universale, pe care se verifică cursa melcului controlat faţă de cursa unui melc

etalon, ceea ce înseamnă de fapt, determinarea abaterii direcţiei elicei melcului faţă de direcţia nominală a elicei etalonului. Schema unui astfel de aparat este prezentată în fig.8.60.

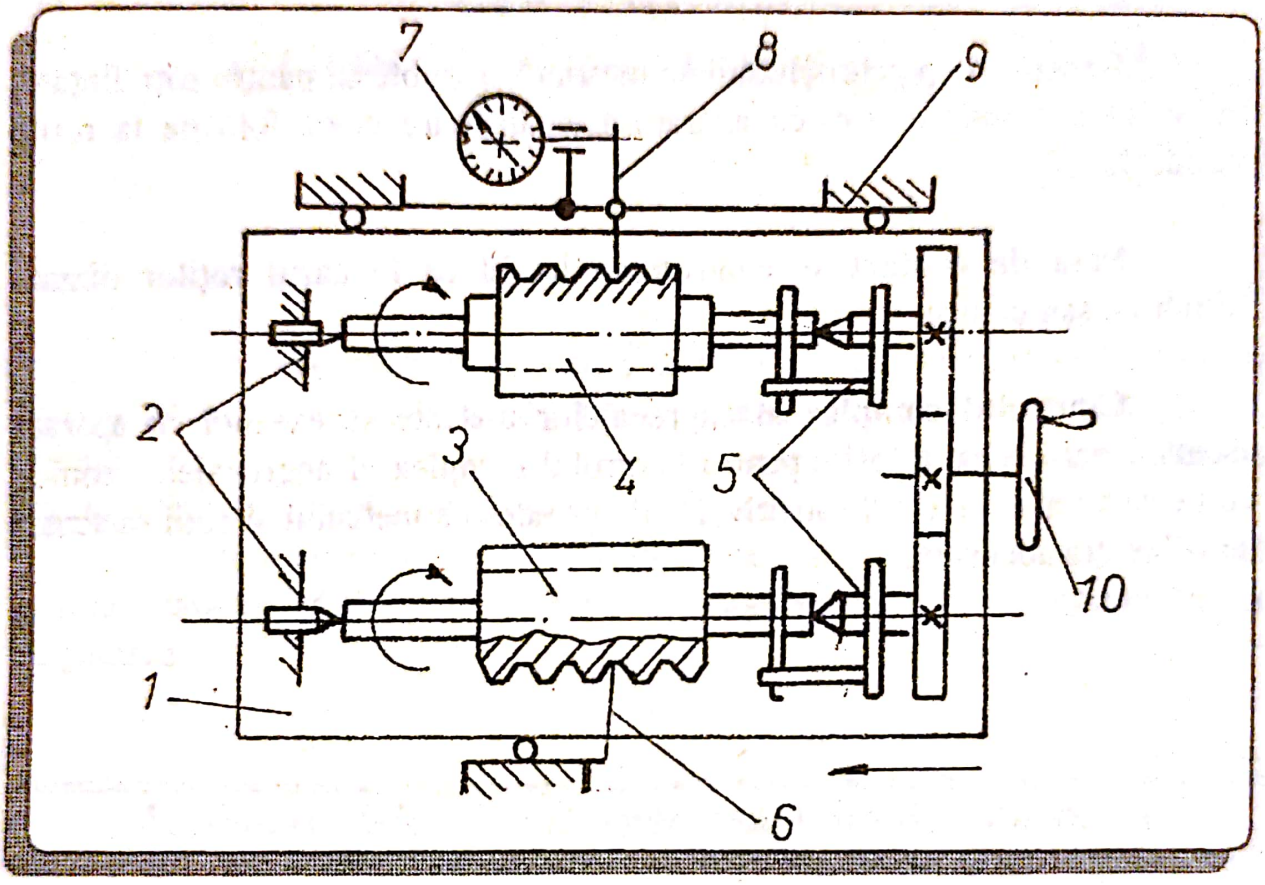


Fig.8.60. Aparat pentru măsurarea abaterii elicei melcului

Masa 1, pe care sunt fixate păpuşile fixă 5 şi mobilă 2, se deplasează pe batiul 9 prin intermediul unor ghidaje cu bile. Între vârfurile păpuşilor se fixează melcul etalon 3 şi melcul de controlat 4.

Pentru control, palpatorul fix 6 este pus în contact cu suprafaţa laterală a spirei melcului etalon, iar capătul pârghiei 8, în contact cu suprafaţa laterală a spirei melcului de verificat. Cu roata de mână 10, cei doi melci sunt deplasaţi simultan, iar abaterile direcţiei elicei, faţă de direcţia nominală, sunt indicate de comparatorul 7.

Scanned with OKEN Scanner

Bătaia radială a spirelor melcului se măsoară cu aparate asemănătoare celor folosite la roţile conice, cu deosebirea că palpatorul este deplasat numai în direcţie perpendiculară pe axa melcului şi care se intersectează cu aceasta.

Grosimea spirei melcului se măsoară cu şublerul pentru roţi dinţate, cu şabloane limitative sau cu aparate asemănătoare celor folosite la roţile cilindrice.

Pata de contact se controlează la fel ca în cazul roţilor dinţate cilindrice sau conice.

Controlul complex al angrenajelor melcate se execută cu aparate asemănătoare celor folosite pentru controlul complex al angrenajelor conice cu deosebirea că axele dispozitivelor de prindere a melcului şi roţii melcate, au o poziţie adecvată.

Scanned with OKEN Scanner

Capitolul IX

PRECIZIA ŞI CONTROLUL ASAMBLĂRILOR CU PENE ŞI CANELURI

Asamblările cu pene şi asamblările cu caneluri se folosesc la fixarea pe arbori a diferitelor tipuri de piese ca: roţi dinţate, roţi de curea, volanţi, manete etc., în scopul transmiterii unor momente de torsiune sau pentru asigurarea unei centrări precise (asamblările cu caneluri).

Precizia de execuţie a elementelor acestor asamblări, are influenţă asupra caracteristicilor cinematice şi organologice ale ansamblurilor respective.

1. Tolerantele şi ajustajele asamblărilor cu pană

Elementele dimensionale ale asamblarilor cu pană longitudinală paralelă (conform STAS 1004-81) sunt prezentate în fig.9.1, iar cele ale asamblărilor cu pană disc (conform STAS 1012-77) în fig.9.2.

Toleranţele pentru adâncimea canalului în arbore (t_1), adâncimea canalului în butuc (t_2), raza r_2, pentru canalele de pană, înălţimea penei (h), faţeta c sau raza r_1 pentru pană sunt date în STAS 1004-81.

Referitor la ajustajele dintre pana paralelă şi canalele de pană din arbore şi butuc, STAS 1004-81 prevede trei ajustaje:

- *ajustaj liber:* D10 - pentru canalul de pană din butuc; H9 - pentru canalul de pană din arbore; h9 - pentru pană (fig.9.3. a);

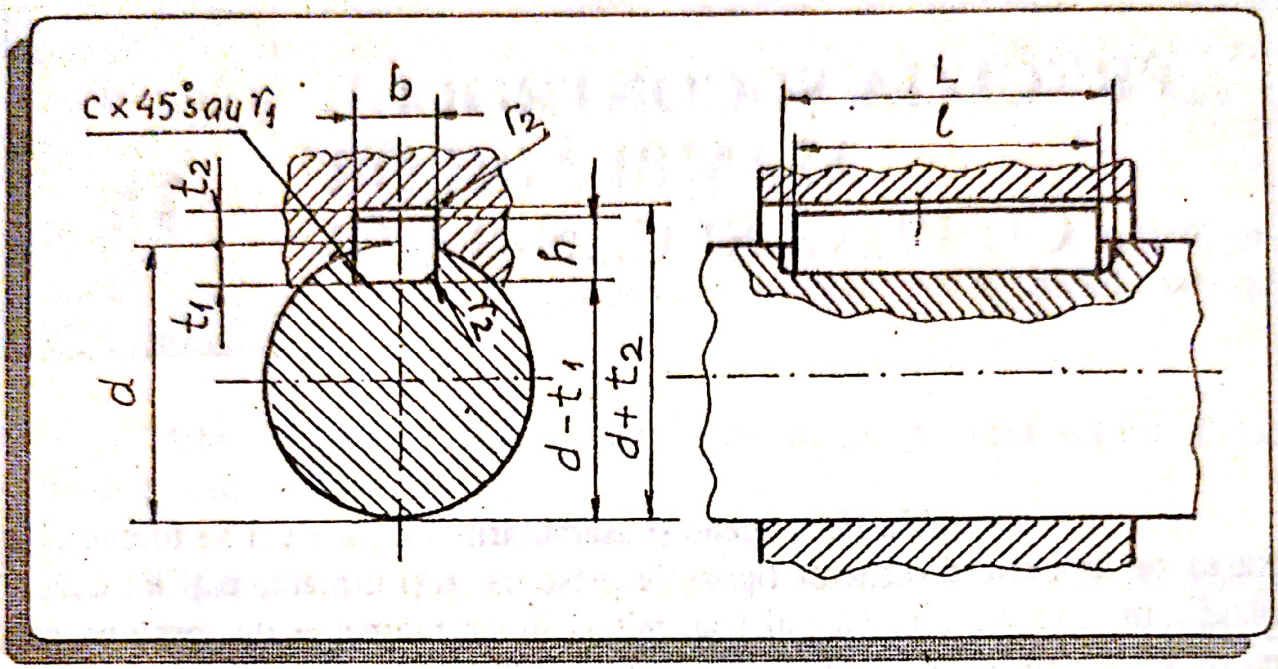


Fig.9.1. Asamblare cu pană longitudinală paralelă

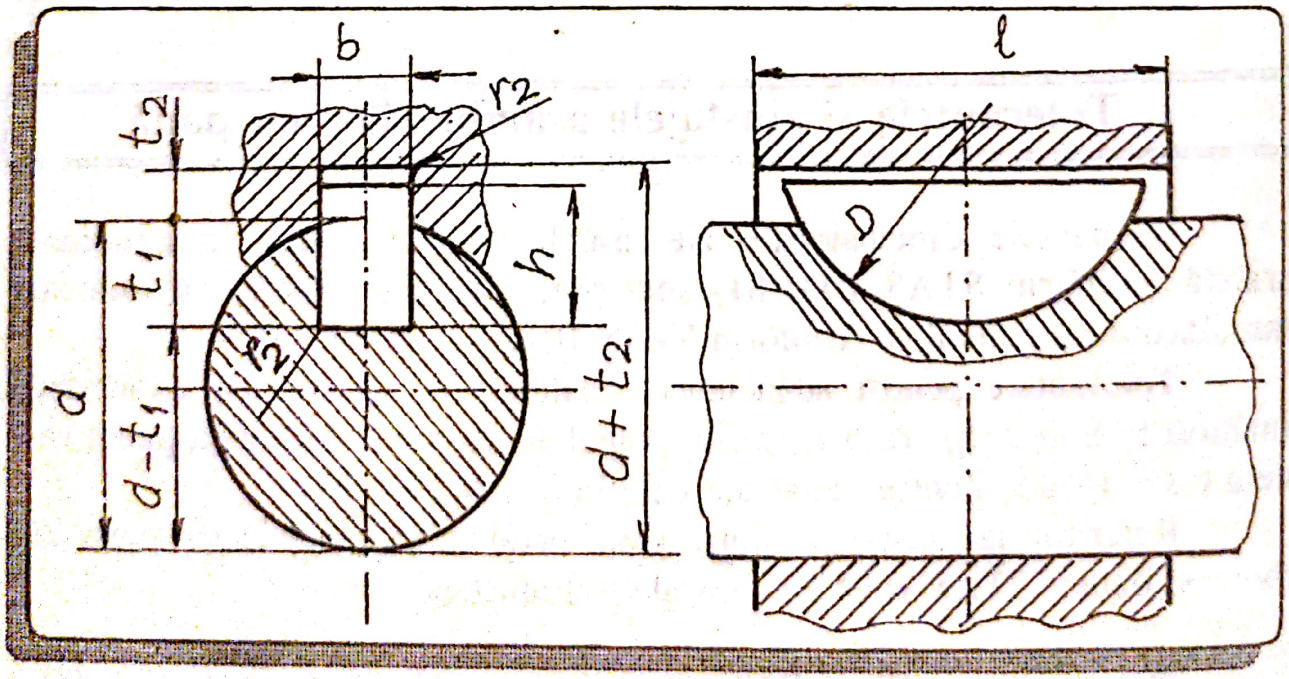


Fig.9.2. Asamblarea cu pană disc

❖ *ajustaj normal:* Js9 - pentru canalul de pană din butuc; N9 - pentru canalul de pană din arbore; h9 - pentru pană (fig.9.3. b);

❖ *ajustaj presat:* P9 - pentru canalele de pană din butuc şi din arbore; h9 - pentru pană (fig.9.3. c).

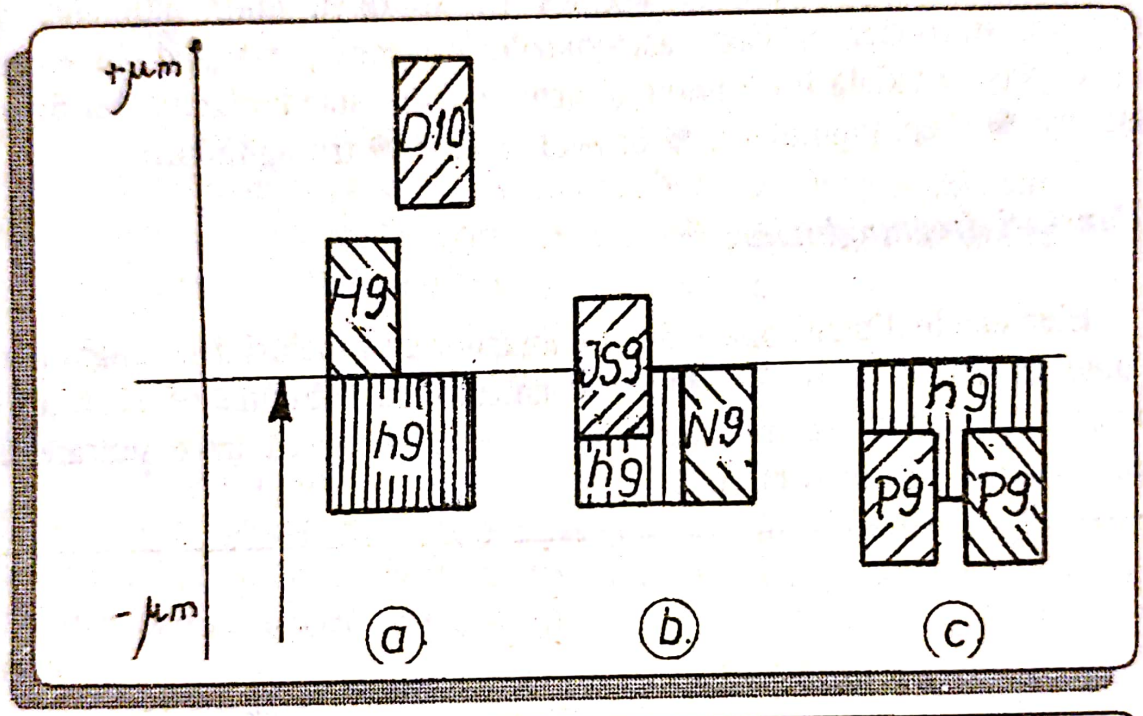


Fig.9.3. Ajustaje pentru asamblările butuc-pană paralelă-arbore

Pentru asamblările butuc-pană, disc-arbore sunt prevazute, în STAS 1012-77, următoarele ajustaje:

❖ *ajustaj intermediar:* Js9 - pentru canalul de pană din butuc; N9 - pentru canalul de pană din arbore; h9 - pentru pană;

❖ *ajustaj cu strângere:* P9 - pentru canalul de pană din butuc şi pentru canalul de pană din arbore; h9 - pentru pană.

Ajustajul liber se prescrie pentru asamblări uşoare şi mobile, când butucul se poate deplasa axial pe arbore, cum este cazul roţilor baladoare;

Scanned with OKEN Scanner

ajustajul normal sau ajustajul intermediar pentru asamblări uşoare şi fixe, iar ajustajul presat sau cu strângere - pentru asamblări fixe cu solicitări mari.

2. Toleranţele şi ajustajele asamblărilor cu caneluri

Asamblările cu caneluri asigură transmiterea unor momente de torsiune mai mari decât în cazul asamblărilor cu pene permiţând, în acelaşi timp, o deplasare axială între butuc şi arbore. Sunt standardizate trei forme de caneluri: ● dreptunghiulare, ● în evolventă şi ● triunghiulare.

2.1. Caneluri dreptunghiulare

Elementele dimensionale ale asamblărilor cu caneluri dreptunghiulare sunt date în STAS 1767-73. După condiţiile de funcţionare şi factorii tehnologici, se deosebesc trei cazuri de aşezare reciprocă între suprafeţele canelurilor de la arbore şi butuc:

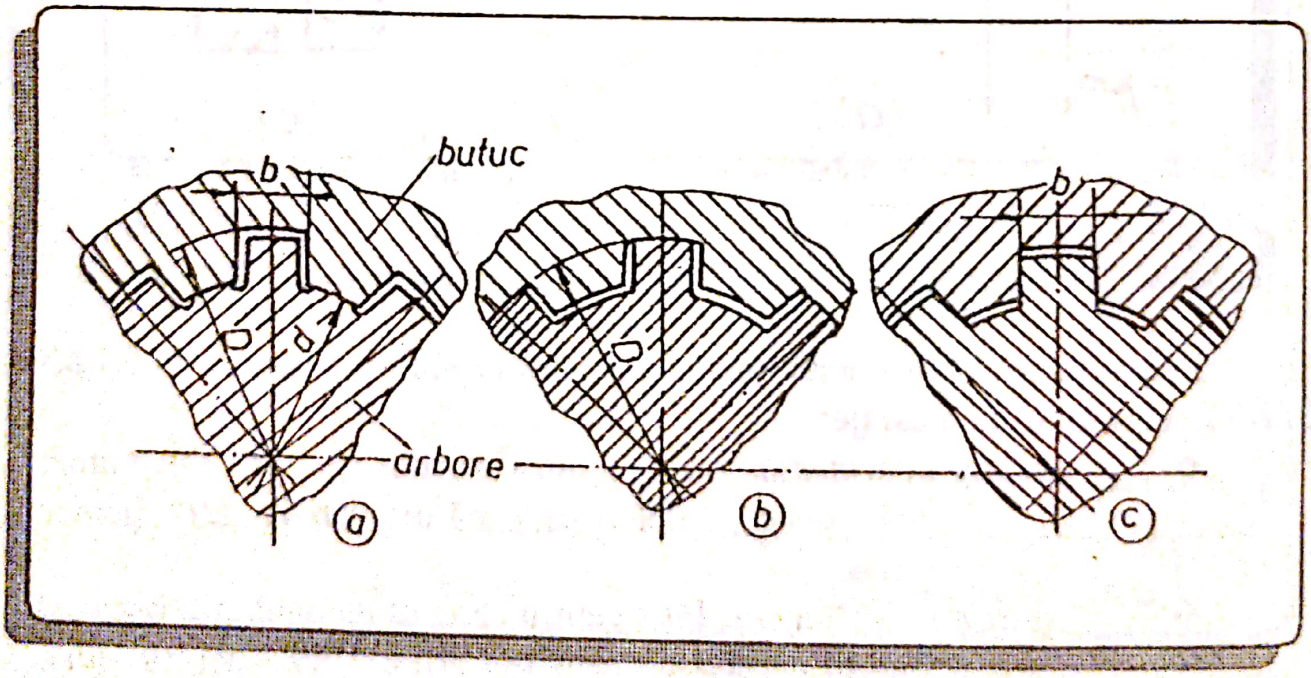


Fig.9.4. Caneluri de formă dreptunghiulară

Scanned with OKEN Scanner

❶ cu centrare exterioară, după suprafaţa cilindrică exterioară cu diametrul D (fig.9.4. a);
❷ cu centrare interioară, după suprafaţa cilindrică interioară cu diametrul d (fig.9.4. b);
❸ cu centrare laterală, după flancurile laterale cu lăţimea b (fig.9.4. c).

Calitatea asamblării depinde de următorii factori:
- abaterile diametrelor D şi d şi abaterile lăţimii canelurilor şi plinurilor b;
- abaterile pasului circular;
- paralelismul plinurilor şi canelurilor, faţă de axa îmbinării;
- coaxialitatea dintre plinuri şi caneluri, faţă de axa îmbinării;
- abaterile profilului plinurilor şi canelurilor.

Toleranţele şi ajustajele pentru asamblări canelate sunt date în STAS 6565-79.

Abaterile pentru dimensiunea elementului după care se face centrarea (D, d sau b) corespund treptelor de precizie: 6, 7, 8 şi 9- pentru arbori canelaţi şi treptelor: 7, 8, 9, şi 10 - pentru butuci canelaţi. Câmpurile de toleranţă pentru arbori sunt date în tabelul 1, iar pentru butuci canelaţi în tabelul 2.

Tabelul 1. *Câmpurile de toleranţă pentru arbori canelaţi (STAS 6565-79)*

Precizia	Poziţia câmpurilor de toleranţă										
	d	e	f	g	h	js	k	m	n	p	u
	Câmpuri de toleranţă										
6				g6		js6		m6	n6	p6	u6
7			f7		h7	js7	k7				
8		e8	f8		h8						
9	d9	e9			h9						
	☛ *Observaţie*: Câmpurile de toleranţă încadrate sunt preferenţiale										

Tabelul 2. *Câmpurile de toleranţă pentru butuci canelaţi*

Precizia	Poziţia câmpului de toleranţă		
	D	F	H
7			H7
8		F8	H8
9	D9		
10		F10	

Pentru diametre necentrante (tabelul 3), se dau, de asemenea, abateri, astfel încât să apară jocuri mai mari, suficiente pentru a permite centrarea numai pe elementul de centrare prescris, în condiţiile în care se ţine seama şi de necesitatea compensării diferitelor abateri de formă şi de poziţie, rotunjimilor plinurilor şi canelurilor, precum şi diferitelor abateri ale celorlalte elemente. Aşa de exemplu, la centrarea după D sau b, se dau toleranţe şi pentru diametrul d; la centrarea după d sau b, se prevăd toleranţe şi pentru diametrul D.

Tabelul 3. *Câmpurile de toleranţă pentru diametrele necentrate (STAS 6565-79)*

Diametrul necentrat	Felul centrării	Arbore	Butuc
		Câmpuri de toleranţă	
d	După D sau b	*	H11
D	După d sau b	a11	H11
* Toleranţa la diametrul d va fi astfel stabilită încât d să nu rezulte mai mic decât d_1 din standardele dimensionale			

În STAS 6565-79, se dau toleranţe şi pentru paralelismul flancurilor plinurilor şi canelurilor, în raport cu axa suprafeţei de centrare, în cazul când lungimea pieselor canelate este mai mare decât lungimea calibrului complex folosit la verificare.

Câmpurile de toleranţă prevăzute pentru arbori canelaţi (tabelul 1) şi butuci canelaţi (tabelul 2) permit obţinerea a două grupe de ajustaje: ajustaje

Scanned with OKEN Scanner

mobile şi ajustaje fixe. Ajustajele strânse nu sunt standardizate. În tabelele 4, 5 şi 6, se dau ajustajele recomandate de STAS 6565-79, pentru cele trei moduri de centrare.

Notarea arborilor si butucilor canelaţi precum şi a asamblărilor canelate trebuie să cuprindă:simbolul suprafeţei de centrare (d, D sau b); numărul de caneluri; dimensiunile nominale d, D şi b scrise sub forma d×B×b; simbolurile câmpurilor de toleranţă a diametrului de centrare şi a dimensiunii b, scrise lângă dimensiunile corespunzătoare. Exemple:

d - 6×23 H7×26×6D9 ➠ butuc centrat interior;
b - 6×23×26×6D9 ➠ arbore centrat exterior;
d - 6×23 H7/f7 × 26×6 D9/f8 ➠ asamblare centrată interior.

Tabelul 4. *Ajustaje cu centrare pe diametrul interior (STAS 6565-79)*

Felul ajustajului			Ajustaj mobil							Ajustaj fix					
Ajustaje pentru:	d	Butuc	H8 H7						h7	H7					
		Arbore	e8 f7				g6		h7	h7	js6			n6	
	D	Butuc	D9 F10	D8 F10	D9	F8	D9 F10	F8	D9 F10	H8	F8 F10	D9	H8	F8 F10	H8
		Arbore	e8 e9	f8 e8	h9	f8 f7 h7	f8 h9	f7 h7	h8 h9	h7 h8	h7 js7 k7	k7 p6	h7 js7	h7 m6 js7	js7

Observaţii: 1. Câmpul D9 se aplică în cazul butucilor necăliţi.
2. Câmpul F10 se aplică numai în cazul butucilor căliţi nerectificaţi.

2.2. *Caneluri în evolventă*

Elementele dimensionale ale asamblărilor canelate, cu caneluri în evolventă, se dau în STAS 6858-71, iar profilul de referinţă pentru canelurile în evolventă - în STAS 12154-82.

La aceste asamblări, se foloseşte, cel mai des, centrarea după suprafeţele flancurilor dinţilor (fig.9.5. a) şi, mai rar, centrarea pe diametrul maxim (diametrul de fund al butucului) (fig.9.5. b).

Scanned with OKEN Scanner

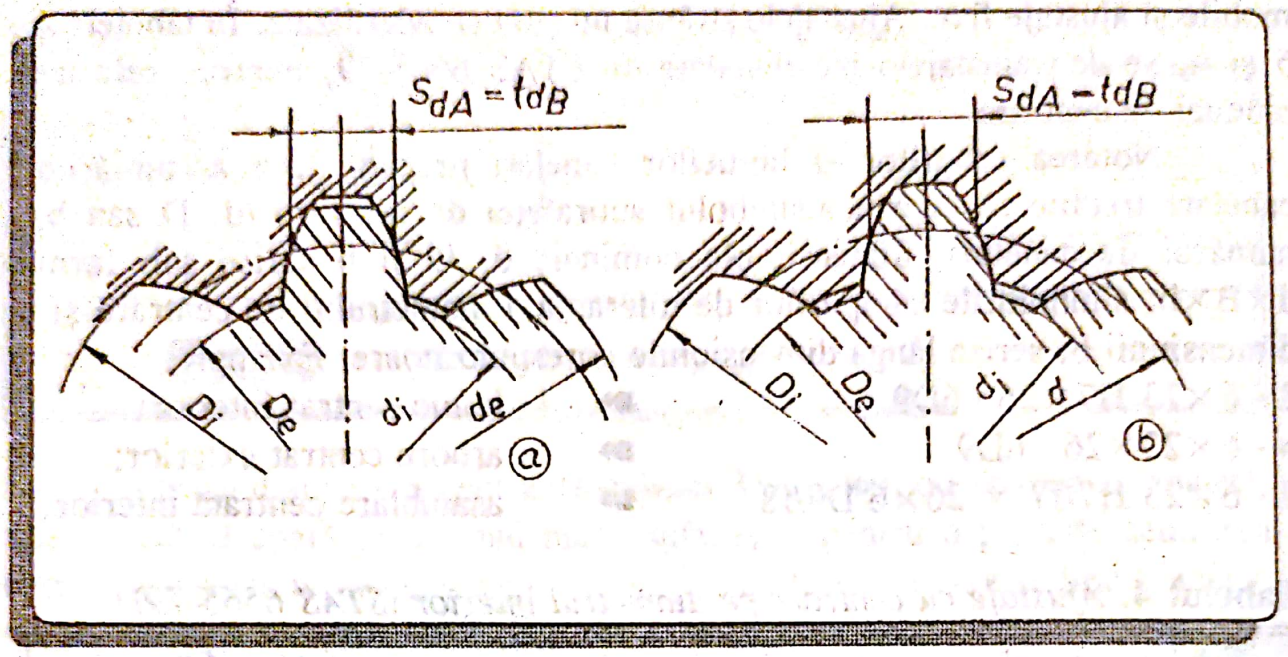


Fig.9.5. Caneluri în evolventă:
a - centrare pe flanc;
b - centrare pe diametru maxim

În fig.9.5, s-au folosit notaţiile:

- d_e ⇨ diametrul de vârf al canelurilor arborelui;
- d_i ⇨ diametrul de fund al canelurilor arborelui;
- D_e ⇨ diametrul de vârf al canelurilor butucului;
- D_i ⇨ diametrul de fund al canelurilor butucului;
- d ⇨ diametrul de divizare;
- S_{dA} ⇨ grosimea dintelui canelurilor arborelui;
- t_{dB} ⇨ lărgimea golului canelurilor butucului.

În STAS 7338-82, sunt prevăzute abateri limită şi toleranţe pentru următoarele elemente:

- grosimea dintelui arborelui S_{dA};
- lărgimea golului butucului t_{dB};
- bătaia radială a danturii;
- diametrul d_e, d_i, D_e, D_i.

Pentru grosimea pe arc a dintelui canelurilor arborelui (S_{dA}), respectiv pentru lărgimea pe arc a golului canelurilor butucului (t_{dB}), STAS 7338-82

stabileşte trei abateri limită (fig.9.6)

- abaterea superioară;
- abaterea inferioară;
- abaterea complexă, care include şi abateri neprevăzute în standard ca: abaterile de profil, abaterile de poziţie a canelurilor şi altele.

Tabelul 5. *Ajustaje cu centrare pe diametrul exterior (STAS 6565-79)*

Felul ajustajului			Ajustaj mobil						Ajustaj fix	
Ajustaje pentru:	D	Butuc	H8	H7					H7	
		Arbore	e8	f7			g6	h7	js6	n6
	b	Butuc	F8	D9 F8	F8	D9	D9 D8	F8	D9 F8	D9 F8	D9 F8
		Arbore	e8	e8 d9 h9	f7 f8 h8	f7 h8 h9	f7 h9	h8	f7	h8 js7	h8 js7
☛ *Observaţie*: Câmpul h9 se aplică în cazul arborilor necăliţi											

Tabelul 6. *Ajustaje cu centrare laterală, pe flancurile canelurilor (STAS 6565-79)*

Felul ajustajului		Ajustaj mobil	Ajustaj fix	
Ajustaje pentru b	Butuc	D9 F8 F10	D9 F8	D9 f10
	Arbore	e8 f8 d9 e9 h9	u6 js7	k7
☛ *Observaţie*: Câmpul D9 se recomandă pentru butuci melcaţi				

În fig.9.6, s-au folosit următoarele notaţii:

- T ⇨ toleranţa complexă;
- T_c ⇨ toleranţa lărgimii golului la butuc;
- T_s ⇨ toleranţa grosimii dintelui arborelui;
- EI ⇨ abaterea complexă a lărgimii golului;
- ES ⇨ abaterea superioară a lărgimii golului;
- EI_c ⇨ abaterea inferioară a lărgimii golului;

Scanned with OKEN Scanner

es ⇨ abaterea complexă a grosimii dintelui;
ei ⇨ abaterea inferioară a grosimii dintelui;
es_e ⇨ abaterea superioară a grosimii dintelui.

Conform STAS 7338-82, sunt recomandate următoarele câmpuri de toleranţă şi ajustaje:

➤ Câmpuri de toleranţă:
7H, 9H, 11H - pentru lărgimea golului;
7n, 7h, 7f, 8p, 8k, 8f, 9r, 9h, 9g, 9d, 10d, 11c, 11a - pentru grosimea dintelui.

(☛ *Observaţie*. Câmpurile încadrate sunt preferenţiale pentru ajustajele cu joc).

➤ Ajustjele între lărgimea golului şi grosimea dintelui:
7H/9r, 7H/8p, 7H/7n, 7H/8k, 7H/7h, 9H/8k, 9H/9h, 9H/9g, 9H/7f, 9H/8f, 11H/10d la centrarea pe flancuri (CEF);
9H/9h, 9H/9g, 9H/9d, 11H/11c, 11H/11a la centrarea pe diametrul maxim (CED).

➤ Abaterile limită, toleranţele şi ajustajele pentru diametrele d_e, d_i, D_e, D_i (fig.9.5), au valori după STAS 8100-88 (toleranţe ISO pentru dimensiuni liniare), astfel:

- La centrarea pe flancuri (CED):
  - ⇨ h9, h12 - pentru diametrul de vârf al arborelui (d_e);
  - ⇨ dimensiune liberă cu valoarea limită superioară: d_{imax} = D - 2,4 m (STAS 6858-71) - pentru diametrul de fund al arborelui (d_i);
  - ⇨ H11 - pentru diametrul de vârf al butucului (D_e);
  - ⇨ dimensiunea liberă cu valoarea limită superioară D_{imin} = D (STAS 6858-71) - pentru diametrul de fund al butucului (D_i).
- La centrarea pe diametrul maxim:
  - ⇨ pentru diametrul de centrare (d_e şi D_i) se recomandă ajustajele preferenţiale:
    H7/n6, H7/js6, H7/h6, H7/g6, H7/f7 şi ajustajele admise H8/n6, H8/h6, H7/g6, H8/f7;
  - ⇨ pentru diametrul de fund al arborelui (d_i), se consideră dimensiunea liberă cu valoarea limită superioară: d_{imax} = D - 2,4 m (STAS 6858-71);
  - ⇨ pentru diametrul de vârf al butucului (D_e): H11.

Scanned with OKEN Scanner

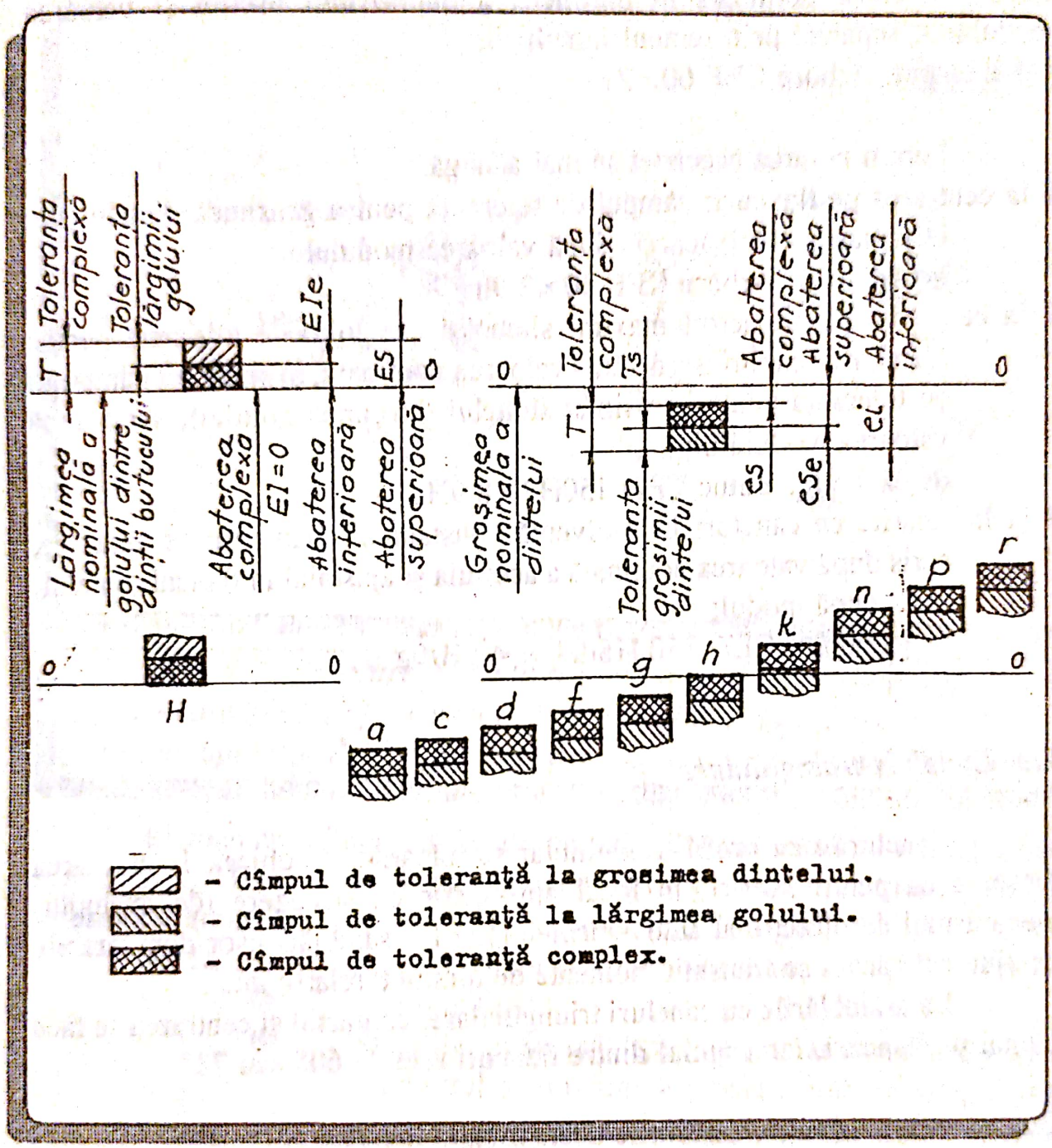


Fig.9.6. Abaterile limită pentru grosimea (lărgimea) p. a dintelui (golului) arborilor (butucilor) canelaţi (STAS 7338-82)

Notarea pe desene a asamblărilor canelate se face, conform STAS 6858-71, scriind "Arbore" sau "Butuc", urmat de: tipul centrării (CEF sau

CED), valoarea nominală în milimetri a diametrului maxim şi valoarea modulului, separate prin semnul înmulţirii.
De exemplu: Arbore CEF 60×2.

Pentru notarea preciziei se mai adaugă:

- la centrarea pe flancuri: câmpul de toleranţă pentru grosimea dintelui sau lărgimea golului, înscris după valoarea modulului;
  de exemplu: Arbore CEF 60×2 9h;
- la centrarea pe diametrul maxim: simbolul câmpului de toleranţă pentru diametrul maxim, scris după valoarea nominală, şi simbolul câmpului de toleranţă pentru grosimea dintelui (lărgimea golului), scris după valoarea modulului;
  de exemplu: Butuc CED 150H7×8 9H;
- la îmbinările cu caneluri în evolventă: ajustajul la diametrul de centrare, scris după valoarea nominală a acestuia şi ajustajul la flancul dintelui, scris după modul;
  de exemplu: CED 150 H8/h7 × 4 9H/9g

2.3. Caneluri triunghiulare

Canelurile cu profil triunghiular se folosesc, de obicei, la montarea pieselor cu pereţi subţiri, în locul ajustajelor cu strângere (de exemplu, mecanismul de direcţie al autovehiculelor) şi la asamblări uşor demontabile cu ajutorul cărora se transmit momente de torsiune relativ mici.

La asamblările cu caneluri triunghiulare, contactul şi centrarea se face numai pe flancuri, iar unghiul dintre flancuri este de 60° sau 72°.

După forma profilului, canelurile triunghiulare pot fi:

- cu suprafaţa flancurilor plană atât la butuc cât şi la arbore (fig.9.7. a), folosite la piese canelate cu diametrul nominal de la 8 la 60 mm;
- cu suprafaţa flancurilor plană la butuc şi în evolventă, la arbore (fig.9.7. b) folosite la piese canelate cu diametrul nominal de la 65 la 120 mm.

Scanned with OKEN Scanner

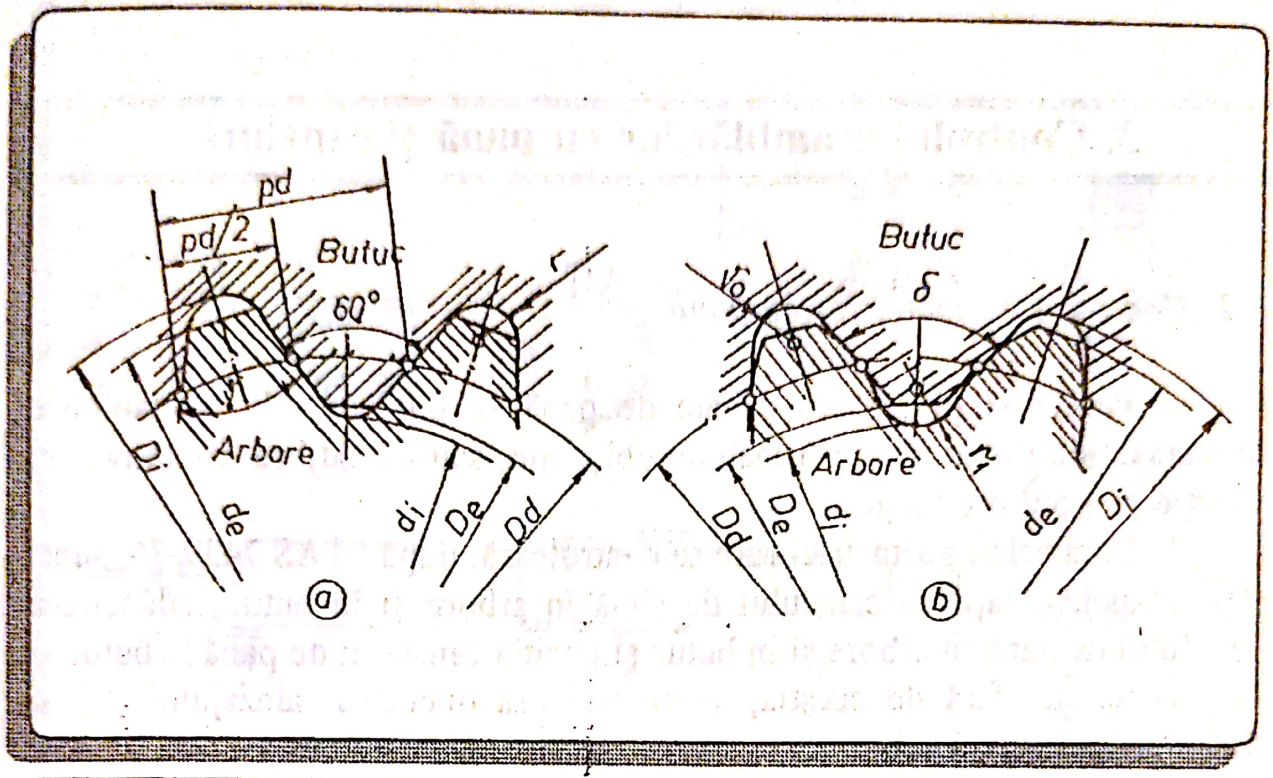


Fig.9.7. Caneluri cu profil triunghiular (STAS 7346-83):
a - cu suprafaţa flancurilor plană la butuc şi la arbore;
b - cu suprafaţa flancurilor plană la butuc şi în evolventă la arbore

Elementele dimensionale ale asamblărilor cu caneluri triunghiulare sunt date în STAS 7346-83, iar abaterile limită şi deplasarea cremalierei de referinţă a arborelui cu caneluri în evolventă în STAS 8489-69.

Se deosebesc două precizii de execuţie, şi anume:

1. execuţie fină;
2. execuţie grosolană, aplicată numai în cazurile când momentul de torsiune acţionează într-un singur sens asupra asamblării, ca de exemplu, la barele de torsiune.

Notarea elementelor cu caneluri triunghiulare se face conform STAS 7346-83, scriind expresia "Arbore canelat" sau "Butuc canelat", urmată de valoarea nominală a diametrului maxim şi de numărul standardului, de exemplu: Arbore canelat 45 STAS 7346-83.

Execuţia grosolană este specificată scriind, după diametrul maxim, litera g; de exemplu: Butuc canelat 45 g STAS 7346-83.

3. Controlul asamblărilor cu pană şi caneluri

3.1. Controlul asamblărilor cu pană

Penele şi piesele cu canale de pană se pot controla cu mijloace universale de măsurare, prin metode obişnuite, sau cu calibre limitative, în funcţie de tipul producţiei.

Parametrii geometrici care se controlează, după STAS 7439-76, sunt: lăţimea penei, lăţimea canalului de pană în arbore şi în butuc, adâncimea canalului de pană în arbore şi în butuc şi poziţia canalului de pană la butuc şi la arbore. În afară de aceştia, se controlează diametrul alezajului (D) şi diametrul arborelui (d).

Unii din aceşti parametri se controlează cu calibre, şi anume:

- *Lăţimea canalului de pană* se controlează cu un calibru-pană, prevăzut cu partea "trece" şi partea "nu trece" (fig.9.8. f).

- *Adâncimea canalului de pană* se controlează cu calibre plate cum sunt cele din fig.9.8. c şi d - pentru arbore şi fig.9.8. e - pentru butuc.

Poziţia canalului de pană, se controlează cu un calibru tampon, pentru butuc (fig.9.8. a) şi cu un calibru prismă, pentru arbore (fig.9.8. b).

Tipurile constructive de calibre pentru îmbinări cu pene paralele şi disc sunt date în STAS 7439-76, iar în STAS 7440-76, se dau toleranţele de fabricaţie şi de uzură precum şi un exemplu de calcul, pe baza valorilor toleranţelor date în standard.

Scanned with OKEN Scanner

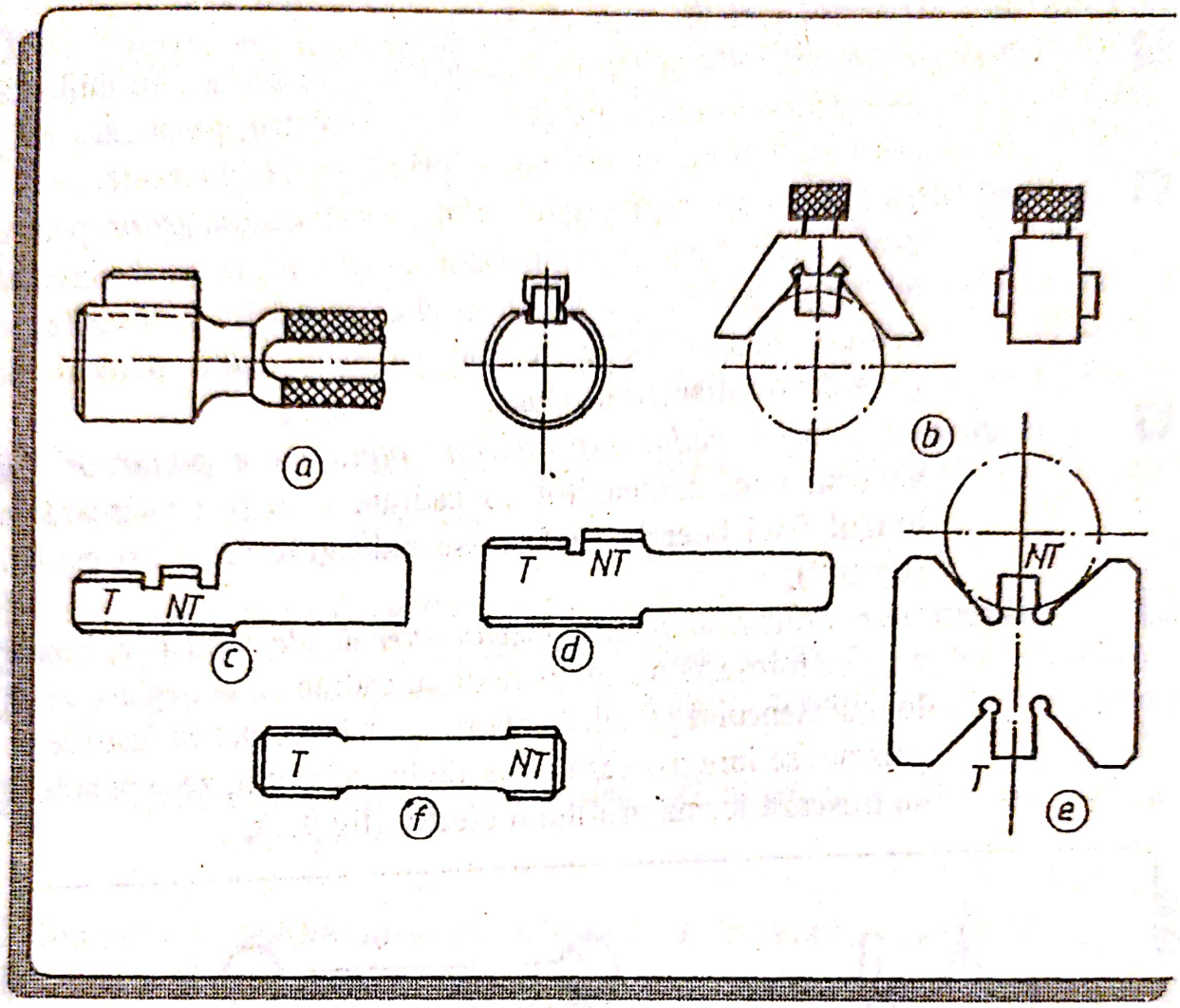


Fig.9.8. Calibre pentru asamblări cu pene

3.2. Controlul asamblărilor canelate

Verificările care se fac la recepţia asamblărilor canelate (STAS 4870 80) se pot grupa astfel:

- **Controlul fusurilor,** care se referă la:
  - coaxialitatea fusurilor cu axa găurilor de centrare;
  - ovalitatea fusurilor;
  - conicitatea fusurilor.

Scanned with OKEN Scanner

- **Controlul arborelui canelat**, care cuprinde:
  - *măsurarea diametrelor şi lăţimii plinurilor*, care se face cu mijloace de măsurare universale (şubler, micrometru, pasametru etc.) sau cu calibre plate obişnuite, prin metode cunoscute;
  - *verificarea coaxialităţii suprafeţelor cilindrice cu axa fusurilor*, pentru care se foloseşte un comparator cu cadran, ce se deplasează în lungul generatoarelor arborelui, sprijinit cu fusurile pe prisme; determinările se fac pe mai multe perechi de generatoare diametral opuse;
  - *verificarea paralelismului suprafeţelor laterale ale plinurilor*, cu ajutorul unui comparator cu cadran, care se deplasează în lungul feţei laterale, fixându-se indicaţiile de la extremităţi (fig.9.9);
  - *determinarea rectilinităţii suprafeţelor laterale ale plinurilor*, pentru care se foloseşte un comparator cu cadran ce se deplasează în lungul flancului plinului, arborele fiind rezemat cu fusurile pe prisme; se înregistrează abaterile în, cel puţin, zece puncte şi se trasează forma profilului efectiv (fig.9.9);

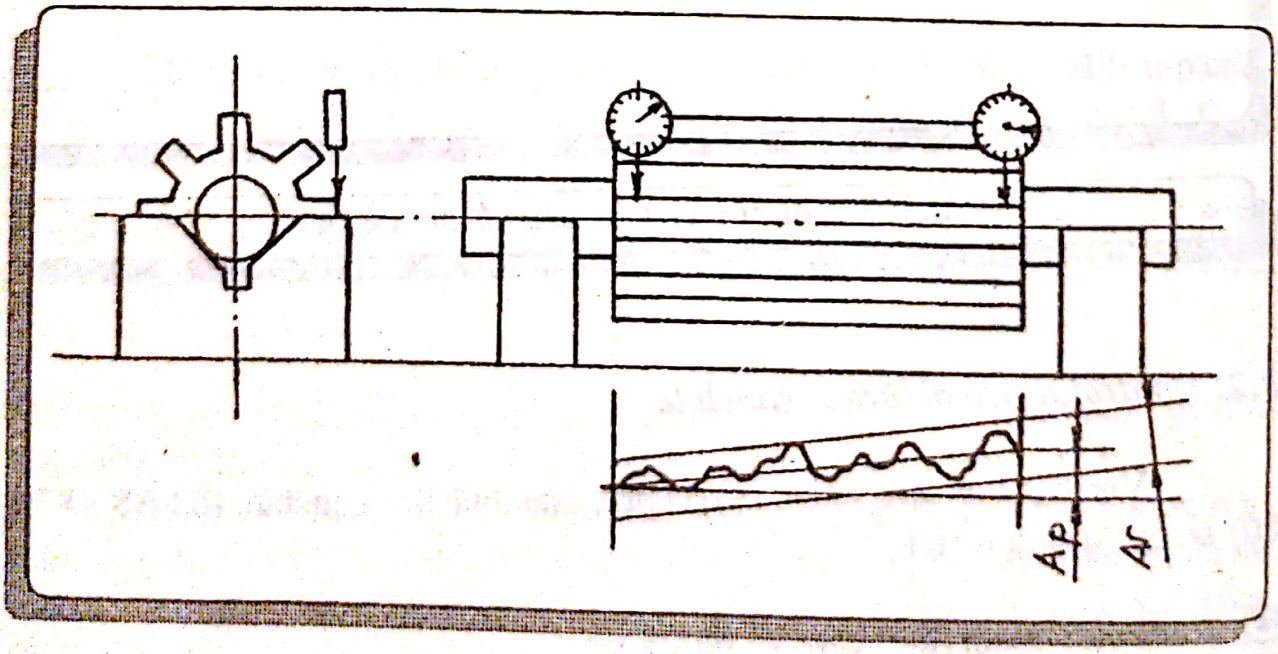


Fig.9.9. Măsurarea abaterilor de la rectilinitate (A_r) şi de la paralelismul plinurilor (A_p)

Scanned with OKEN Scanner

- *verificarea uniformităţii pasului unghiular* cu ajutorul capului divizor şi al unui comparator cu cadran, în felul următor: cu arborele canelat fixat între vârfurile capului divizor, se reglează comparatorul la zero, tija acestuia fiind poziţionată pe un flanc; rotind arborele cu ajutorul capului divizor, se urmăreşte ca, atunci când tija comparatorului calcă pe flancul următor indicaţia comparatorului să fie zero; diferenţa indicaţiilor capului divizor va da valoarea efectivă a pasului unghiular;
- *verificarea simetriei suprafeţelor laterale ale plinurilor,* cu ajutorul unor calibre canelate.

Controlul butucului canelat se refră la:
- *verificarea lăţimii canelurilor din butuc,* cu calibre plate limitative;
- *măsurarea diametrelor interior şi exterior,* cu mijloace universale sau cu calibre plate obişnuite;
- *verificarea paralelismului şi simetriei canelurilor,* care se face cu calibre.

Controlul ansamblului butuc-arbore care, în general, constă în:
- *verificarea jocului lateral,* care se face cu ajutorul unui comparator cu cadran, sprijinit, cu tija de măsurare, pe una din suprafeţele frontale ale butucului, la raza maximă, iar arborele este fixat între vârfuri;
- *verificarea jocului unghiular,* care se realizează fixând arborele împotriva rotirii şi măsurând, cu un aparat comparator, limitele rotirii butucului.

Controlul complex al suprafeţelor canelate, care se face cu calibre canelate, având forma conjugată suprafeţei care se verifică şi realizând controlul simultan al diametrului, lăţimii canelurilor, rectilinităţii şi paralelismului canelurilor cât şi simetriei de aşezare a lor.

Limita maximului de material pentru elementele canelurilor ca şi poziţia acestora se verifică cu calibre complexe T ("trece") - pentru butuci canelaţi (fig.9.10. a) şi inel - pentru arbori canelaţi (fig.9.10. b).

Scanned with OKEN Scanner

Limita minimului de material nu se verifică cu calibre complexe ci cu calibre simple NT ("nu trece"), care controlează: la butuc - lăţimea canelurilor, diametrul fundurilor canelurilor şi diametrul vârfurilor canelurilor, iar la arbore - lăţimea plinurilor, diametrele fundurilor şi vârfurilor plinurilor.

Calibrele NT sunt realizate la fel cu cele pentru controlul suprafeţelor netede.

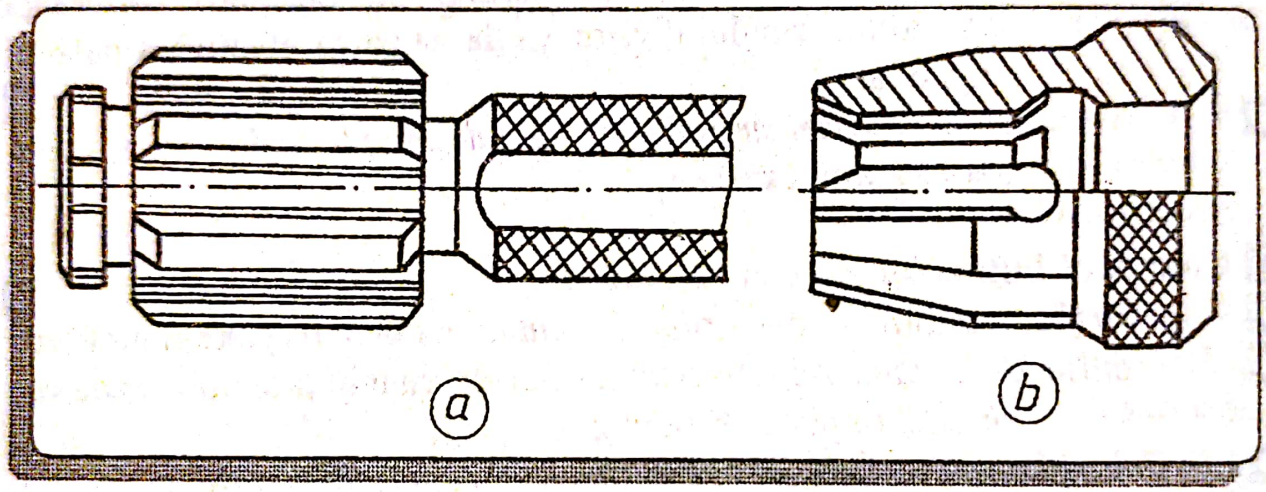


Fig.9.10. Calibre complexe pentru suprafeţe canelate

În STAS 7088-79 se dau câmpurile de toleranţă pentru calibrele complexe.

Scanned with OKEN Scanner

TOLERANŢELE RULMENŢILOR ŞI AJUSTAJELE ASAMBLĂRILOR CU RULMENŢI

Capitolul X

Rulmenţii sunt organe de maşini, proiectate şi executate în întreprinderi sau secţii specializate, care au rolul funcţional de a înlocui alunecarea din lagăre prin rostogolirea efectuată de bile sau role pe căile de rulare ale inelelor.

Ei se compun, în principal, din: două inele, exterior şi interior, între care se rulează mai multe bile sau role (corpuri de rulare), distanţate cu ajutorul unor colivii (fig.10.1).

Rulmenţii se pot clasifica după mai multe criterii, cum sunt:

- După *direcţia sarcinii pe care o preiau,* în:
  - rulmenţi radiali;
  - rulmenţi axiali.

Această împărţire este convenţională deoarece majoritatea rulmenţilor din grupa celor radiali pot prelua şi sarcini axiale, iar unii rulmenţi axiali pot prelua şi sarcini radiale.

- După *forma corpurilor de rulare,* în rulmenţi cu:
  - bile;
  - role cilindrice;
  - ace;
  - role conice;
  - role butoi etc.

Scanned with OKEN Scanner

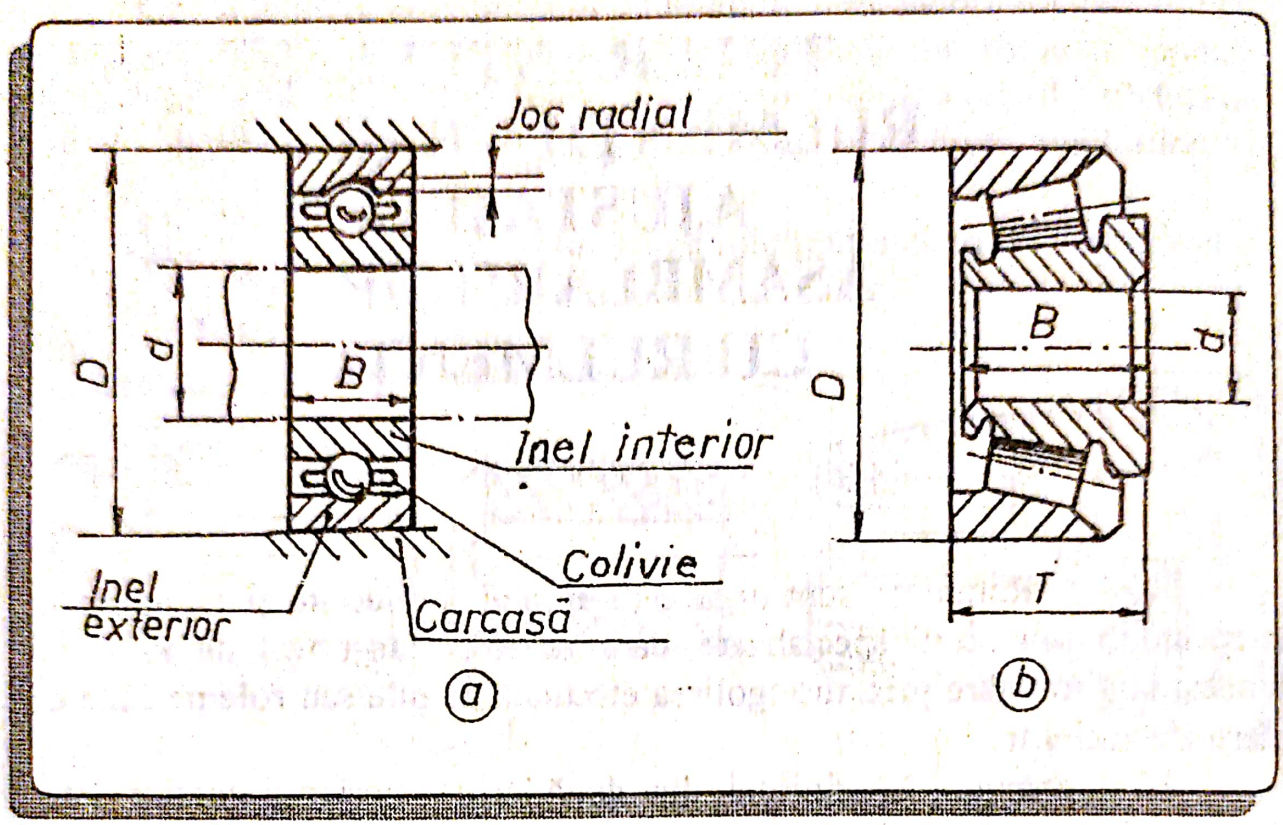


Fig.10.1. Rulmenţi:
a - radiali cu bile;
b - axiali cu role

● După *numărul rândurilor pe care sunt montate corpurile de rulare,* în rulmenţi cu corpuri de rulare pe:

- O un rând;
- O două rânduri;
- O patru rânduri.

● După *forma căilor de rulare şi relaţia dintre acestea şi corpurile de rulare* (aceşti parametri determină modul în care rulmentul poate prelua sarcini, posibilităţile de montare şi demontare etc.), în rulmenţi cu:

- O cale de rulare adâncă;
- O cale de rulare de formă sferică, la inelul exterior;
- O cale de rulare cilindrică cu umăr, la inelul exterior;

Scanned with OKEN Scanner

- căi de rulare cilindrice cu umăr, deplasate axial una faţă de alta;
- căi de rulare înclinate către axa rulmentului etc.

- După *caracteristicile constructive* se deosebesc:
  - rulmenţi ficşi;
  - rulmenţi oscilanţi.

1. Jocuri în rulmenţi

Un parametru important pentru rulmenţi este jocul rulmentului, care poate fi:

❶ un joc rădial, la rulmenţi radiali şi radial-oscilanţi (fig.10.1. a);

❷ un joc axial, la rulmenţii radiali axiali (fig.10.2).

Jocul rulmentului asigură realizarea rulării pieselor componente, în condiţii optime.

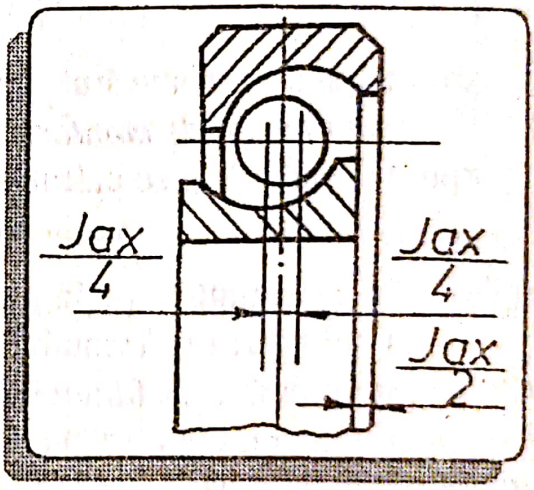


Fig.10.2. Jocul axial

Conform STAS 7115-73, jocul radial (axial) se defineşte ca medie a posibilităţilor de deplasare, în direcţie radială (axială), a unuia dintre inelele rulmentului în raport cu celălalt, menţinut fix. Se ia media deoarece se consideră diferite direcţii unghiulare ale ansamblului format din corpurile de rulare, în raport cu inelul mobil şi inelul fix.

Se deosebesc următoarele jocuri radiale:

Jocul radial iniţial teoretic (J_D), al rulmentului neîncărcat, adică înainte de montarea rulmentului pe arbore şi în carcasă, care se calculează cu relaţia:

$$J_D = D_e - (d_i + 2d_b), \qquad (1)$$

în care: D_e este diametrul căii de rulare a inelului exterior, în planul median al acestuia;
d_i - diametrul căii de rulare a inelului interior, în planul median al acestuia;
d_b - diametrul bilei sau rolei.

- ***Jocul radial iniţial de control*** (J_5; J_{15}), care este jocul radial efectiv, rezultat la încărcarea rulmentului cu sarcina ± 5 daN sau ± 15 daN. Datorită deformaţiilor care au loc, sub sarcină, jocul efectiv este mai mare decât jocul iniţial teoretic. Legat de aceasta, în literatura de specialitate, se dau următoarele relaţii aproximative:

$$J_D = J_5 - \frac{0{,}034}{\sqrt[3]{z^2 d_b}} \text{ şi } J_D = J_{15} - \frac{0{,}071}{\sqrt[3]{z^2 d_b}}, \tag{2}$$

în care cu z s-a notat numărul corpurilor de rostogolire.

- ***Jocul radial de montare*** (J), care rezultă după montarea rulmentului pe arbore şi carcasă şi se calculează cu relaţia:

$$J = J_D - \Delta J, \tag{3}$$

unde ΔJ reprezintă variaţia jocului radial datorită deformaţiilor care apar la strângerea rulmentului în carcasă şi pe arbore.

- ***Jocul radial de funcţionare*** (J_f), a cărui valoare este determinată de deformaţiile termice şi de contact ale pieselor componente ale rulmentului în timpul funcţionării şi este dat de relaţia:

$$J_f = J - \Delta J_t + \Delta J_c, \tag{4}$$

în care: ΔJ_t este variaţia jocului radial datorată dilatării diferite a celor două inele ale rulmentului;
ΔJ_c - variaţia jocului radial datorată deformaţiilor de contact care au loc la căile de rulare şi corpurile de rostogolire.

Variaţiile ΔJ_t şi ΔJ_c se pot determina cu relaţiile:

$$\Delta J_t = \alpha \cdot \Delta t \cdot d_i, \tag{5}$$

$$\Delta J_c = \Delta J_{ci} + \Delta J_{ce}, \tag{6}$$

în care: α este coeficientul de dilatare liniară ($\alpha = 11 \cdot 10^{-6}$)
Δt - diferenţa dintre temperaturile celor două inele;

Scanned with OKEN Scanner

d_i - diametrul căii de rulare a inelului interior;

ΔJ_{ci} - apropierea de inelul interior;

ΔJ_{ce} - apropierea de inelul exterior.

➧ ***Jocul axial*** are valori care depind de valoarea jocului radial, de raza profilului căii de rulare, de diametrul corpurilor de rulare şi de deformaţiile de contact dintre inele şi corpurile de rulare.

Se deosebesc:

- jocul axial teoretic (J_{ax});
- jocul axial de funcţionare sub sarcină ($J_{ax.f}$).

Pentru un rulment radial cu bile pe un singur rând, se pot folosi relaţiile:

$$J_{ax} = \frac{1}{2}\sqrt{4J_D \cdot 0{,}04 d_b}; \tag{7}$$

$$J_{axf} = \sqrt{(2\Delta J_c + J_D)\,0{,}04 d_b}. \tag{8}$$

2. Precizia rulmenţilor

Rulmenţii se execută fără a se putea şti dinainte ajustajele pe care ei le vor forma, la montare cu arborii şi carcasele respective.

Dimensiunile suprafeţelor, prin intermediul cărora rulmenţii se asamblează cu piesele subansamblului, sunt dimensiuni de legătură exterioară, care trebuie să îndeplinească condiţiile interschimbabilităţii totale. Aceste dimensiuni (diametrul interior d, diametrul exterior D şi lăţimea B) trebuie să se execute cu abateri constante, independent de ajustajele care se impun a fi realizate în carcasă şi pe arbore.

În STAS 4207-82 se stabilesc toleranţele de execuţie la rulmenţii radiali şi radial-axiali (mai puţin la rulmenţii radial-axiali cu role conice), atât pentru dimensiunile de legătură exterioară cât şi pentru precizia de rotire.

După necesităţile de utilizare, STAS 4207-82 prevede patru clase de precizie, şi anume:

- clasa de precizie P0, cu toleranţe considerate normale, de uz general;
- clasa de precizie P6, cu toleranţe mai strînse decât ale clasei P0;

Scanned with OKEN Scanner

- clasa de precizie P5, cu toleranţe mai strânse decât ale clasei P6;
- clasa de precizie P4, cu toleranţe mai strânse decât ale clasei P5.

Execuţia rulmenţilor, cu precizie superioară acestor clase, este limitată, din motive tehnico-economice, numai la anumite tipuri, la care se referă, pe larg, literatura de specialitate şi unele standarde.

Clasa de precizie P0 se foloseşte la execuţia rulmenţilor pentru ansamblurile care lucrează cu sarcini diferite ca mărime şi cu turaţii mici ($v < 10$ m/s), a căror precizie şi caracteristici funcţionale nu sunt influenţate, prea mult, de precizia îmbinării cu rulmenţi.

Clasa de precizie P6 se foloseşte la execuţia rulmenţilor pentru ansamblurile care lucrează la sarcini mijlocii sau mari şi cu viteze sub 30 m/s.

Rulmenţii executaţi în clasa de precizie 5 se folosesc în ansambluri care necesită o centrare bună şi lucrează la viteze de rotaţie cuprinse între 20 şi 60 m/s.

În ansamblurile care funcţionează la sarcini mari şi turaţii foarte mari ($v > 50$ m/s) şi la care se cere o centrare foarte bună şi un mers silenţios, se folosesc rulmenţi de precizie foarte ridicată, executaţi în clasa P4.

Clasele de precizie sunt caracterizate prin abaterile dimensionale şi abaterile limită referitoare la precizia de rotaţie.

2.1. Abaterile dimensiunilor de legătură exterioară

Referitor la dimensiunile de legătură exterioară, interesează următoarele abateri:

➤ *Abatera unui diametru al alezajului rulmentului* (Δd), egală cu diferenţa dintre un diametru singular şi diametrul nominal.

Diametru singular al unui alezaj (d) este distanţa între două trepte paralele tangente la linia (curbă) de intersecţie a alezajului cu un plan radial (perpendicular pe axă).

➤ *Abaterea diametrului mediu al alezajului*, considerat cilindric, egală cu diferenţa între diametrul mediu şi diametrul nominal al alezajului.

Diametrul mediu (d_m) este media aritmetică între cel mai mare şi cel mai mic diametru singular al alezajului.

➤ *Abaterea unui diametru exterior al rulmentului* (ΔD), egală cu

diferenţa dintre un diametru singular şi diametrul nominal.

➤ *Abatera diametrului exterior mediu* (al suprafeţei exterioare a rulmentului, considerată cilindrică), egală cu diferenţa dintre diametrul mediu şi diametrul nominal al suprafeţei exterioare.

➤ *Abaterea lăţimii inelului*, egală cu difernţa între o lăţime a inelului şi lăţimea nominală.

➤ *Variaţia lăţimii inelului*, egală cu diferenţa între cea mai mare şi cea mai mică lăţime a inelului.

➤ *Valoarea maximă a teşiturii inelului*, egală cu distanţa radială sau axială, măsurată de la intersecţia teoretică dintre suprafaţa cilindrică, interioară sau exterioară, şi suprafaţa frontală a inelului, în cadrul căreia poate să lipsească material.

➤ *Valoarea minimă a teşiturii inelului*, egală cu raza unui arc de cerc imaginar, situat într-un plan axial şi tangent atât la suprafaţa frontală a inelului, cât şi la suprafaţa cilindrică, exterioară sau interioară, a inelului, arc înafara căruia nu trebuie să se afle material din inelul rulmentului.

2.2. *Abateri referitoare la precizia de rotaţie*

Precizia de rotaţie a unui rulment este caracterizată prin următoarele abateri:

➤ *Bataia radială a căii de rulare a inelului interior*, egală cu diferenţa dintre cea mai mare şi cea mai mică distanţă radială între suprafaţa alezajului şi mijlocul căii de rulare pe suprafaţa exterioară a inelului (fig.10.3).

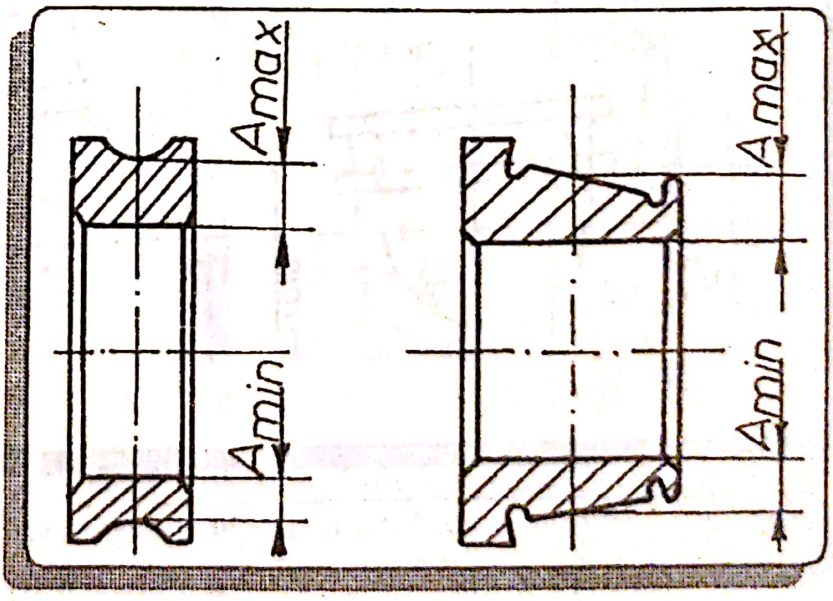


Fig.10.3. Bătaia radială a căii de rulare a inelului interior

➤ *Bătaia radială a căii de rulare a inelului exterior*, egală cu diferenţa dintre cea mai mare şi cea mai mică distanţă radială între suprafaţa exterioară şi mijlocul căii de rulare, pe suprafaţa interioară a inelului (fig.10.4).

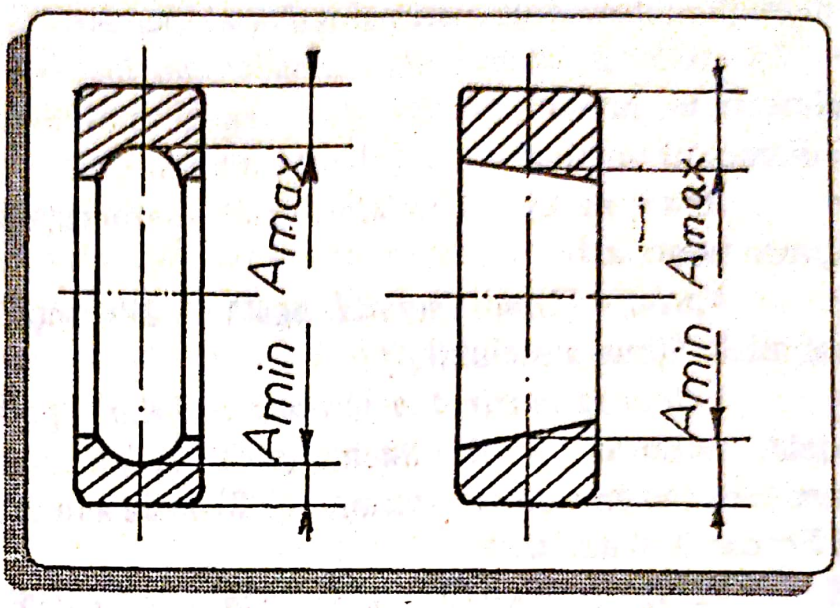


Fig.10.4. Bătaia radială a căii de rulare a inelului exterior

➤ *Bătaia radială a inelului interior la un rulment asamblat*, egală cu diferenţa între cea mai mare şi cea mai mică distanţă radială dintre suprafaţa alezajului interior, în diferite poziţii unghiulare relative ale acestui inel, şi un punct aflat într-o poziţie fixă, în raport cu inelul exterior.

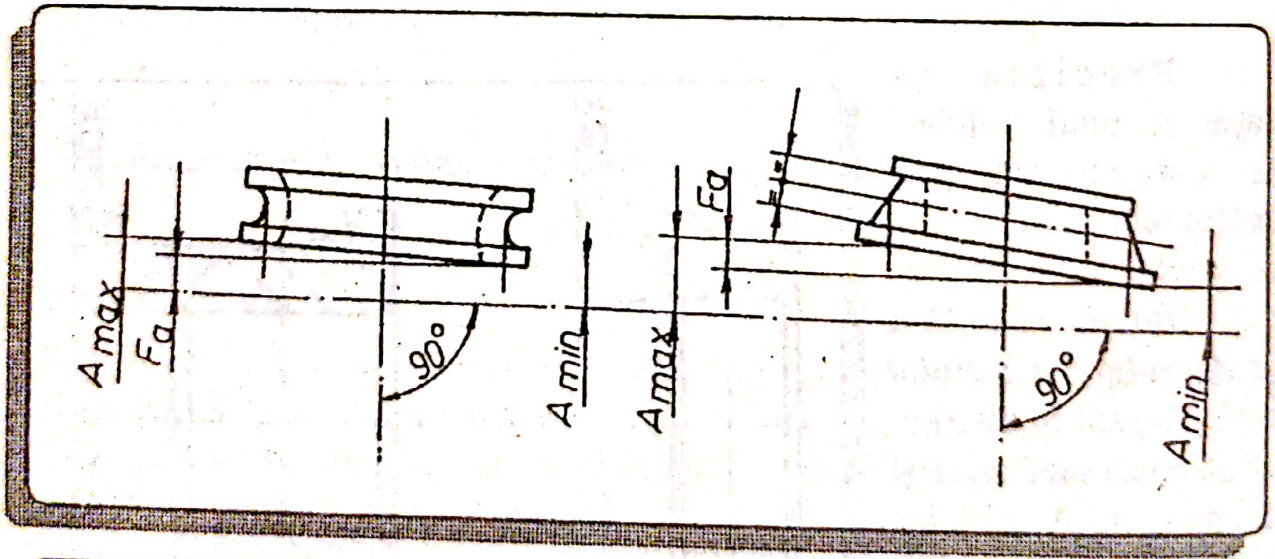


Fig.10.5. Bătaia radială a suprafeţei de referinţă faţă de inelul interior

➤ *Bătaia radială a inelului exterior la un rulment asamblat*, egală cu diferenţa dintre cea mai mică distanţă radială între suprafaţa exterioară a

inelului exterior, în diferite poziţii unghiulare relative ale acestui inel, şi un punct aflat într-o poziţie fixă faţă de inelul interior.

➤ *Bătaia axială a feţei de referinţă faţă de axa inelului interior,* (F_a) egală cu diferenţa dintre cea mai mare şi cea mai mică distanţă axială, între un plan perpendicular pe axa inelului şi faţa sa de referinţă, măsurate în limitele diametrului mediu al căii de rulare (fig.10.5).

➤ *Bătaia axială a suprafeţei exterioare cilindrice a inelului exterior, în raport cu suprafaţa de referinţă,* egală cu variaţia totală, în direcţie radială paralelă cu suprafaţa de referinţă, a poziţiei relative a două puncte de pe aceeaşi generatoare, puncte situate la o distanţă egală cu dublul valorii nominale (r) a teşiturii inelului, faţă de suprafeţele frontale (fig.10.6).

➤ *Bătaia axială a căii de rulare în raport cu faţa de referinţă* la inelele unui rulment cu bile cu cale de rulare adâncă, egală cu diferenţa dintre cea mai mare şi cea mai mică distanţă axială, între un plan tangent la faţa de referinţă şi mijlocul căii de rulare (fig.10.7).

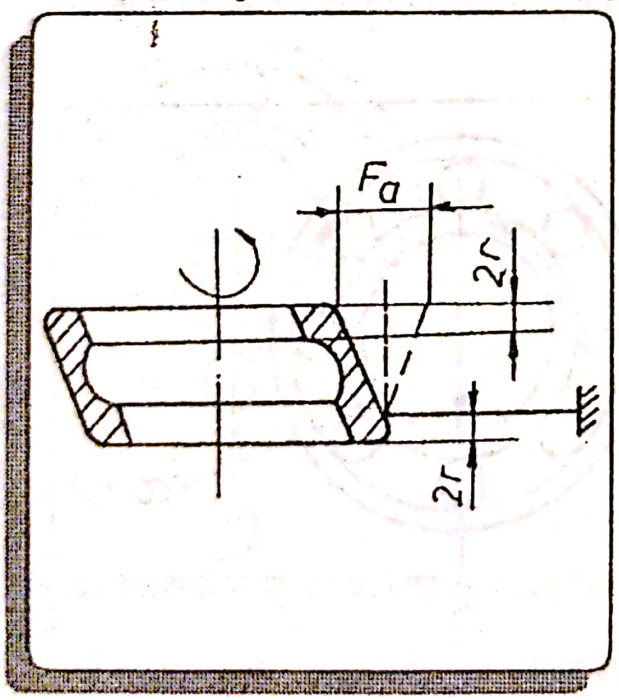


Fig.10.6. Bătaia axială a suprafeţei exterioare cilindrice a inelului exterior

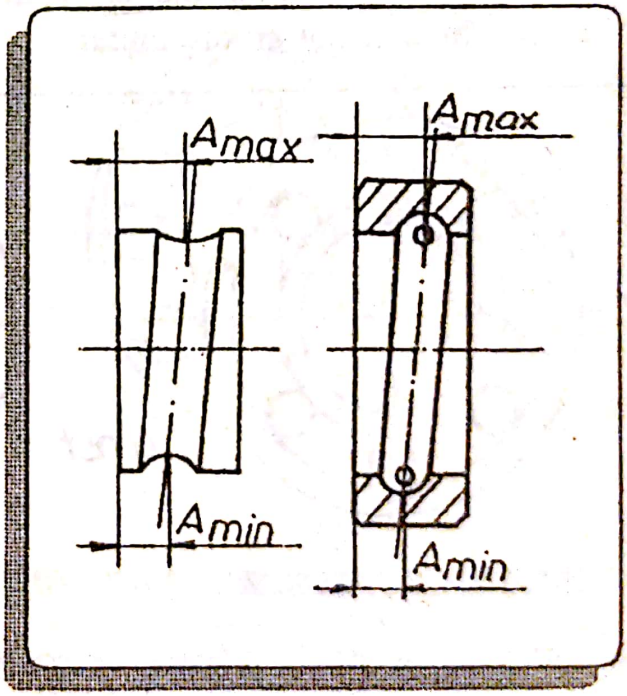


Fig.10.7. Bătaia axială a căii de rulare în raport cu faţa de referinţă

Scanned with OKEN Scanner

Asemănător, cu cele arătate mai sus, se pot defini:

➢ bătaia axială a căii de rulare a inelului interior (exterior) în raport cu faţa de referinţă, la un rulment cu bile cu cale de rulare adâncă, asamblat;

➢ bătaia axială a căii de rulare a inelului interior (exterior), în raport cu axa de referinţă, la un rulment cu role conice asamblat;

➢ bătaia axială a căii de rulare a unei şaibe în raport cu faţa de sprijin plană, la un rulment axial.

Valorile limită ale acestor abateri sunt date în STAS 4207-82.

3. Ajustaje de montare a rulmenţilor

Deoarece câmpurile de toleranţă ale inelelor (interior şi exterior) rulmenţilor au o poziţie constantă faţă de linia zero, inelul interior se montează, pe arbore, în sistemul alezaj unitar, iar inelul exterior se montează, în carcasă, în sistemul arbore unitar.

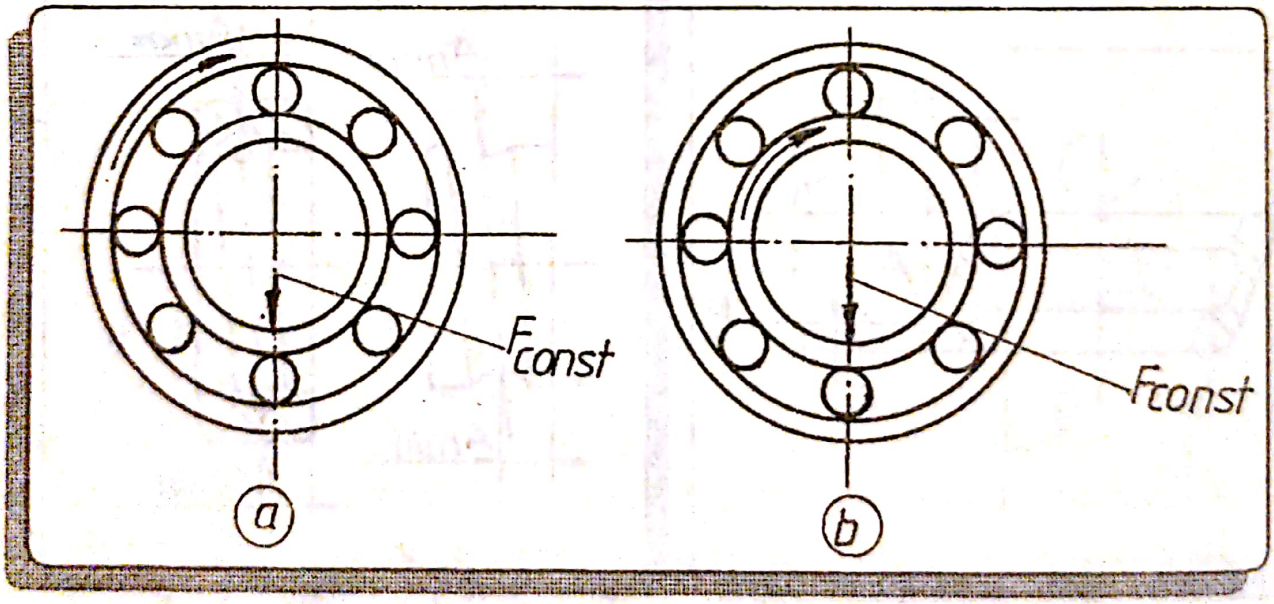


Fig.10.8. Încărcarea rulmenţilor cu o forţă de direcţie constantă:
a - încărcare locală pe inelul interior;
b - încărcare locală pe inelul exterior

Scanned with OKEN Scanner

Alegerea corectă a toleranţelor arborilor şi carcaselor, se face ţinând seama de: tipul şi dimensiunile rulmentului, condiţiile de exploatare şi, în special, de mărimea, direcţia şi caracterul sarcinilor care acţionează asupra rulmentului.

După STAS 6671-71, se deosebesc trei cazuri de încărcare a inelelor de rulmenţi, şi anume:

- **Încărcarea locală**, când sarcina rezultantă este suportată într-un singur loc, de inelul fix (fig.10.8).
- **Încărcare circulantă**, când sarcina rezultantă este suportată succesiv, pe întreaga cale de rulare. Astfel, în fig.10.8. a - pe inelul exterior, care se roteşte, are loc o încărcare circulantă, iar în fig.10.8. b - pe inelul interior care se roteşte, are loc o încărcare circulantă.

În cazul încărcării rulmenţilor cu o forţă rotativă (fig.10.9), încărcarea locală are loc pe inelul care se roteşte odată cu sarcina, iar încărcarea circulantă - pe celălalt inel.

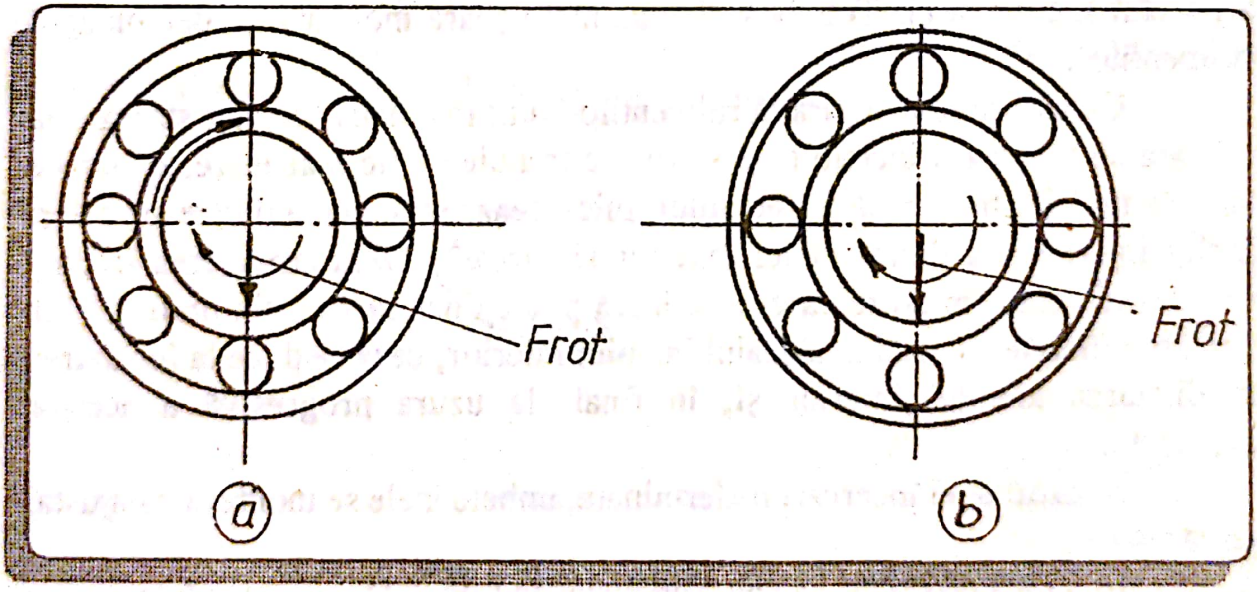


Fig.10.9. Încărcarea rulmenţilor cu o forţă rotativă:
a - încărcare locală a inelului interior şi încărcare circulantă a inelului exterior;
b - încărcare locală a inelului exterior şi încărcare circulantă a inelului interior

Scanned with OKEN Scanner

■ **Încărcarea nederminată**, când sarcina are o direcţie variabilă nedefinită, cum este cazul şocurilor, vibraţiilor, dezechilibrărilor în maşini cu turaţii mari.

În cazul încărcării locale, inelul fix faţă de sarcină se uzează inegal (uzura este concentrată într-o zonă redusă, care preia întreaga forţă aplicată pe rulment) şi prematur.

De aceea, pentru uniformizarea uzurii inelelor, se foloseşte un ajustaj cu joc sau puţin strâns (în general, un ajustaj intermediar), pentru inelul cu încărcare locală şi un ajustaj cu strângere pentru celălalt inel (cu încărcare circulantă).

În acest caz, inelul cu încărcare locală nu mai rămâne fix, rotindu-se lent datorită faptului că, în rulment, nu are loc o rostogolire pură.

De asemenea, ajustajul cu joc al inelului interior elimină posibilitatea blocării axiale a bilelor, în cazul unor variaţii mari de temperatură ale arborelui sau carcasei. Totodată, devine mai uşoară montarea şi demontarea rulmenţilor.

Cu cât sarcina şi turaţia rulmenţilor sunt mai mari, cu atât strângerea cu care se montează inelele care se rotesc trebuie să fie mai mare, deoarece sarcina radială, transmisă rulmentului, micşorează strângerea dintre arbore şi inelul interior sau dintre inelul exterior şi carcasă. Dacă strângerea iniţială este insuficientă, micşorarea ei ulterioară poate duce la apariţia unui joc; ca urmare arborele alunecă în alezajul inelului interior, ceea ce duce la încălzirea şi dilatarea inelului interior şi, în final, la uzura progresivă a acestor suprafeţe.

În cazul unei încărcări nederminate,ambele inele se monteză cu ajustaj cu strângere.

În STAS 6671-77, se dau câmpurile de toleranţă, recomandate pentru arbori şi carcase, cât şi abaterile limită de formă, de poziţie şi rugozitatea suprafeţelor de montare (arbore şi carcasă).

Dintre abaterile de formă şi poziţie ale suprafeţelor de montare, intereasează: ovalitatea, conicitatea şi bătaia frontală a umerilor de sprijin la arbori şi carcase.

Rugozitatea suprafeţelor de montare nu trebuie să depăşească
$R_a = 2{,}5\ \mu m$

Scanned with OKEN Scanner

4. Controlul rulmenţilor

Elementele componente ale rulmenţilor sunt controlate, riguros, pe parcursul executării lor, iar după asamblare, rulmenţii se supun unui control final, prin care se verifică elementele care determină buna funcţionare a lor. Metodele de control final sunt stabilite de STAS 7653/1-73.

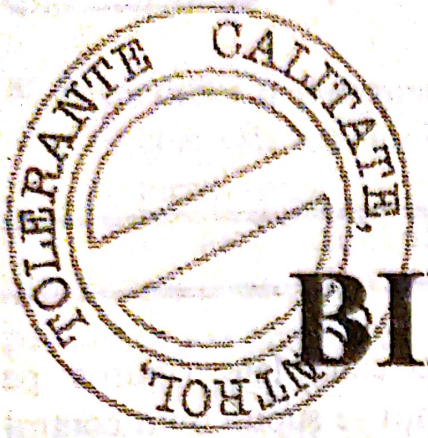
Deosebit de important este controlul elementelor componente pe parcursul prelucrării lor şi, în special, a inelelor.

Pentru obţinerea unei precizii ridicate, la prelucrarea finală (rectificare) a acestora se foloseşte controlul automat activ.

Măsurarea diametrelor inelelor, cu o lăţime mai mică de 10 mm, se face în planul mediu. La inelele, cu o lăţime mai mare de 10 mm, măsurarea se face în două plane paralele cu feţele laterale.

BIBLIOTECA JUDEŢEANĂ "GH. ASACHI" IAŞI

Scanned with OKEN Scanner



BIBLIOGRAFIE

1. **Răileanu, A.,** *Toleranţe şi control dimensional,* vol.I şi vol.II, Rotaprint, I.P.IASI, 1974.
2. **Lungu, Gh. şi Plăhteanu, B.,** *Maşini-unelte şi control dimensional,* vol.II, Rotaprint, I.P.IAŞI, 1976.
3. **Gorodetsky, Yu.,** *Measuring Instruments. Desing and Use,* Mir Publishers, Moscow., 1976
4. **Dodoc, P.,** *Metode şi mijloace moderne de control în mecanica fină şi construcţia de maşini,* Ed.Tehnică, Bucureşti, 1978.
5. **Ivan, M., Antonescu, M. N., ş.a.,** *Maşini-unelte şi control dimensional,* E.D.P., Bucureşti, 1980.
6. **Dragu, D., Bădescu, Gh., ş.a.,** *Toleranţe şi măsurători tehnice,* E.D.P., Bucureşti, 1980.
7. **Lăzărescu, I., Steţiu, C.E.** *Toleranţe. Ajustaje. Calcul cu toleranţe. Calibre,* Ed.Tehnică, Bucureşti, 1984.
8. **Lungu, Gh., Tura, L., Streit,R.,** *Maşini-unelte şi control dimensional,* Rotaprint, I.P.IAŞI, 1987.
9. **Alitşuler, A.N.** *Kriterii razmernoi tocinoşti mehaniceskoi obrabotki rezaniem,* Stanki i instrument, Nr.7, 1963.
10. **Grave, H. F.,** *Măsurarea electrică a mărimilor neelectrice,* Trad. din lb.germană, Ed.Tehnică, Bucureşti, 1966.
11. *** *Apareils de visualisation de côtes et de control, Machine-outil français,* Nr.264. 1970.

Scanned with OKEN Scanner

2. **Militaru, C., Gheorghe, I., ş.a.** *Măsurări pneumatice în construcţia de maşini,* Ed.Tehnică, Bucureşti, 1977.
3. *** *Aparate, dispozitive şi instalaţii de măsurat şi de control dimensional,* Prospect CCSITMFS, Bucureşti, 1985.
4. **Spineanu, U.** *Automatizarea controlului dimensional în construcţia de maşini,* Ed.Tehnică, Bucureşti, 1987.
5. **Vasiliu, Fl.,** *Controlul modern al calităţii produselor,* Ed.Ceres, Bucureşti, 1987.
6. **Baron, T., ş.a.** *Calitate şi fiabilitate. Manual practic,* vol.I şi vol.II, Ed.Tehnică, Bucureşti, 1988.
7. *Standarde.*
8. **Lorenz, Chr.,** *La dimension design,* Ed.D'organisation, Paris, 1990.
9. **Dieter, Gh.,** *Engineering design,* McGraw-Hill Int.Editions, Singapore, 1991.
0. **Majaro, S.,** *Managing ideas for profit,* McGraw-Hill Int.(UK), Cambridge, 1992.
1. **Belous, V.,** *Inventica,* Ed.Gh.Asachi, Iaşi, 1992.
2. **Belous, V.,** *Manualul inventatorului,* Ed.Tehnică, Bucureşti, 1990.
3. **Belous. V.,** *La performantique,* Ed.Gh.Asachi, Iassy, 1994.
4. **Smail Ait-El-Hadj,** *L'entreprise face à la mutation technologique,* Les Edition d'Organisation, Paris, 1989.
5. **Shingo Sh.,** *Les système Shingo,* Les Edition d'Organisation, Paris, 1990.
6. **Lebel P.,** *La créativité en entreprise,* Les Edition d'Organisation, Paris, 1990.

Scanned with OKEN Scanner

S.C. "NICOLINA" S.A.

J 22-852-1991 Str. MITROPOLIT VARLAAM, Nr. 54, IAŞI, 6600,
TELEX 22258, FAX 123600, Tel.162870, 110170, 111170
CONT B.C. IAŞI 30 16 70101

S.C. "NICOLINA" S.A., înfiinţată în 1892, cu tradiţii în construcţia şi reparaţia materialului rulant şi a utilajelor de construcţii, unic producător naţional, în prezent, al unei game variate de utilaje pentru construcţia, reparaţia şi întreţinerea drumurilor, vă oferă:

UTILAJE TERASIERE

- screpere autopropulsate cu 1 şi 2 motoare cu capacităţi de la 8-25 mc;
- gredere autopropulsate cu puteri de la 104 la 180 CP;
- rulouri compactoare statice şi vibratoare cu greutate statică de la 7 la 40 tf.;
- încărcătoare pe pneuri cu capacitatea cupei de 0,6 la 1,6 mc;
- dumpere autobasculante de 12-15 mc;

UTILAJE PENTRU PREPARAREA ŞI PUNEREA IN OPERĂ A BETOANELOR

- centrale de beton cu productivitatea între 22-45 mc/h;
- betoniere cu amestec forţat de 750 litri;
- betoniere cu cădere liberă cu capacitate de 130 până la 500 l;
- autopompa de beton cu productivitate de 70 mc/h şi înălţime de pompare de 25 m;
- silozuri pentru depozitarea materialelor prăfoase (nisip, filer) cu capacitate de 25 până la 250 l;
- instalaţii de dozare, cântărire şi programare până la 100 tone;

Scanned with OKEN Scanner

UTILAJE PENTRU PREPARAREA ŞI PUNEREA IN OPERĂ A MIXTURILOR ASFALTICE

- instalaţii de preparare secvenţială şi ciclul automat al mixturilor asfaltice cu capacităţi între 10 şi 35 t/h;
- autogudronatoare cu capacităţi între 10 şi 35 t/h;
- repartizoare de asfalt cu productivitate de 200 t/h şi lăţime de aşternere reglabilă până la 4,5 m;

GRUPURI DE SUFLANTE

- pentru transportul pneumatic al materialelor prăfoase, purificarea aerului, a apei şi recircularea gazelor cu debit între 160 şi 6000 Nmc şi presiuni de la 0,3 la 0,8 bari.

BOGHIURI SUDATE ŞI TURNATE

- pentru vagoane de marfă şi pentru tramvaie;

INSTALAŢII ELECTRONICE DE CÂNTĂRIRE, CLASA 0,2

- doze tensometrice, tip DT-100.00, DT-200.00 şi DT-300.00;
- indicatoare numerice de greutate, tip NF-00.

PRESTĂRI DE SERVICII

- pentru piese turnate şi forjate, scule şi dispozitive, piese de schimb, echipamente hidraulice şi pneumatice, tratamente termice şi termochimice complexe, service în TG şi post TG, reparaţii curente şi capitale pentru utilaje livrate, construcţii metalice de orice fel.

UTILAJE LA TEMĂ

- după proiectul beneficiarului sau proiectat de specialiştii societăţii.

Scanned with OKEN Scanner

Compania de Librarii Bucuresti S.A.

Str. Lipscani nr.26, Sectorul 3 ROMÂNIA

vă oferă următoarele servicii în domeniu:

- *consultanţă de corectură;*
- *aprecieri de tiraj;*
- *distribuţie operativă de carte în toată ţara;*
- *plata promptă, eşalonată cu vânzările.*

Adresaţi-vă cu încredere la sediul firmei:

BUCUREŞTI, Str. Lipscani nr.26, Sectorul 3, Cod 70022
Depozit Str. Selimberg, Sectorul 3
Telefon: 4-01-6139645
4-01-6155676
Fax: 01/31224000

Cărţile – o lume de valori.
O descoperiţi
prin compania noastră.

S.C.
COMAT
S.A.
IAŞI

Vă oferă la cele mai avantajoase preţuri, materii prime şi materiale de uz general, printre care: metal, produse din metal, materiale de construcţii, materiale electrice, piese auto, produse ale industriei chimice, ale industriei uşoare şi altele.

PRODUSELE NOASTRE SUNT LIVRATE NUMAI ÎN CONDIŢII DE CALITATE DEOSEBITĂ LA CARE SE ASIGURĂ CERTIFICATE DE GARANŢIE.

Vă aşteptăm!

Scanned with OKEN Scanner

CONTOR ZENNER S.R.L.

Str. Mareşal I. Antonescu, nr.45 ARAD

TEL. 057-250053, TEL./FAX 057-250955, 057-251164

Produce contoare şi accesorii pentru apă, energie şi gaz
pentru apartamente şi întreprinderi

Cunoscută şi apreciată în toată ţara

S.C. METALICA S.A. - ORADEA -

Str. Sovata, Nr.4
TEL/FAX: 059-154667 TELEX: 34288

Produce următoarele aparate de uz casnic:

- aragaze (cu două şi patru ochiuri)
- minicuptoare electrice
- reşouri electrice şi cu gaz
- plite electrice
- rotisoare electrice
- cafetiere
- hote
- seturi de vase emailate

pe care vi le oferă la preţuri accesibile, prin

S.C. TIMARK S.R.L.

distribuitor în zona Moldovei

cu garanţie, servicii de depanare
şi piese de schimb post-garanţie

IAŞI, Str. Gane Nr.20A Tel: 032/144901

Scanned with OKEN Scanner

COMSTART '93

SOCIETATE DE CONSTRUCȚII

CONSTRUCȚII CIVILE INDUSTRIALE ȘI AGRICOLE
INSTALAȚII ÎN CONSTRUCȚII
CONSOLIDĂRI CLĂDIRI
RENOVĂRI

IAȘI 6600 str. CUCU 11
Tel-Fax: 00 40 32 210.615;
Tel 00 40 32 217.071; 219.085
Mobil: 092 613.295

DUSTAS srl

DST

Vlădiceni, com.Tomești, jud Iași
tel/fax: 032-233356 mobil: 094-631941; 094-631942

Execută:

- zincări electrochimice de precizie cu tehnologie germană EL-CID-UNI conform DIN - ISO - 900 pentru piese metalice cu dimensiuni maxime de 3.900 x 800 x 600 mm.
- prize punere la pământ pentru instalații de transport, distribuție și utilizare a energiei electrice de înaltă, medie și joasă tensiune;
- alte confecții metalice executate prin sudură sau deformare plastică la rece, zincate.

ISBN 9975-910-03-3

Scanned with OKEN Scanner